

VŠB – Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra částí a mechanismů strojů

Rekonstrukce brusného zařízení vad plechů

Reconstruction of Grinding Device for Plates Defects

Student:

Bc. Radim Chromčák

Vedoucí diplomové práce:

doc. Ing. Jiří Havlík, Ph.D.

Ostrava 2016

VŠB - Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra částí a mechanismů strojů

Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Radim Chromčák**

Studijní program: N2301 Strojní inženýrství

Studijní obor: 3909T001 Konstrukční a procesní inženýrství

Specializace: 40 Konstrukce strojních dílů a skupin

Téma: **Rekonstrukce brusného zařízení vad plechů**
Reconstruction of Grinding Device for Plates Defects

Jazyk vypracování: čeština

Zásady pro vypracování:

V rámci diplomové práce navrhnete rekonstrukci brusného zařízení vad plechů:

1. Proveďte detailní zjištění geometrických a výkonových parametrů stávající konstrukce
2. Navrhnete nové konstrukční řešení s eliminací házení brusného kotouče
3. Zachovejte stávající výkonové parametry

Výkresová dokumentace bude obsahovat sestavný výkres a výrobní výkresy určených dílů.

Seznam doporučené odborné literatury:

BOLEK, A.; KOCHMAN, J. *Části strojů 1*. Praha : SNTL, 1990. 775s. ISBN 80-03-00046-7.
BOLEK, A.; KOCHMAN, J. *Části strojů 2*. Praha : SNTL, 1990. 707s. ISBN 80-03-00426-8.
DEJL, Z. *Konstrukce strojů a zařízení I*. Ostrava : Montanex, 2000, 225 s. ISBN 80-7225-018-3
DRASTÍK, F. *Strojnické tabulky*. Ostrava : Montanex, 1999, 722 s. ISBN 80-85780-95-X
KŘÍŽ, R. *Strojnické tabulky II. Pohony*. Ostrava : Montanex, 1997, 213 s. ISBN 80-85780-51-8
MORAVEC, V.; HAVLÍK, J. *Výpočty a konstrukce strojních dílů*. Ostrava : VŠB-TU Ostrava, 2005, 72 s. ISBN 80-248-0878-1
NĚMČEK, M. *Řešené příklady z částí a mechanismů strojů, spoje*.
druhé vydání Ostrava : VŠB-TU Ostrava, 2008, 111 s. ISBN 978-80-248-1782-8
Katalogy ložisek
Firemní literatura

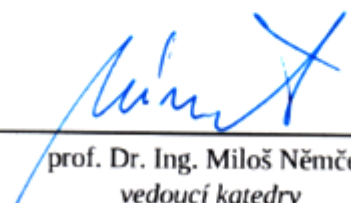
Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí diplomové práce: **doc. Ing. Jiří Havlík, Ph.D.**


Datum zadání: 11.12.2015

Datum odevzdání: 16.05.2016





prof. Dr. Ing. Miloš Němček
vedoucí katedry



doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty

Prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě 16.5.2016.....

Chromiak Rádian.....
podpis studenta

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že diplomová práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci, obsažené v Záznam o závěrečné práci, umístěn v příloze mé kvalifikační práce, budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněná v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě: 16.5.2016

Chromčák Radim

podpis studenta

Jméno a příjmení autora práce

Radim Chromčák

Adresa trvalého pobytu autora práce

Čeladná 438

739 12 Čeladná

Česká republika

Anotace diplomové práce

Chromčák, R. *Rekonstrukce brusného zařízení vad plechů*: diplomová práce. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra částí a mechanismů strojů, 2016, 55 s.
Vedoucí práce: doc. Ing. Jiří Havlík, Ph.D.

Diplomová práce se zabývá rekonstrukcí mobilního brusného zařízení pro odstraňování vad plechů po válcování. V úvodu je stručný popis funkce zařízení. Provedená rešerše se zabývá bruskami a zařízeními pro odstraňování vad plechů po válcování. Dále pak obsahuje přehled používaných uložení včetně obráběcích strojů. Následně se vyhodnocuje aktuální stav používaných brusek, na základě kterého se provádí návrhy konstrukčních úprav na zařízení. Poté se vybírá konkrétní varianta úprav a dále se zpracovává. Řeší se pohon zařízení, uložení včetně, rám stroje a obslužné díly zařízení. Nejdůležitější konstrukční uzly se popisují. Navržené strojní díly se podrobují pevnostním výpočtům. Výsledkem práce je sestavný výkres navrženého zařízení.

Annotation of Master thesis

Chromčák, R. *Reconstruction of Grinding Device for Plates Defects*: Master thesis. Ostrava: VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of mechanical engineering, Department of Machine Parts and Mechanisms, 2016, 55 p.
Thesis head: doc. Ing. Jiří Havlík, Ph.D.

This thesis is dealing with a reconstruction of a movable grinding device for removing defects from steel plates after rolling. The introduction describes device functions simply. Research includes grinders and equipment for removing defect from steel plates after rolling. Then the thesis is dealing with examples of the most used machine tools spindles. In the next step there is an evaluation of actually used grinders, on the basis of which carries out the design of structural modifications of device. After that a specific variant of modifications is selected and further processed. The drive, spindle bearing, machine frame and service parts facilities are solved. The most important components are described in the thesis. The parts of machine are subjected to stress analysis. The result of the work is the plan of the proposed facility.

Obsah

Seznam jednotek	1
1 Úvod	6
1.1 Cíle práce	7
2 Rešerše v oblasti brusné techniky	8
2.1 Brusky	8
2.2 Zařízení pro broušení plechů	9
2.3 Uložení vřeten obráběcích strojů	10
3 Zjištění mechanického stavu současně používaného zařízení	12
4 Varianty konstrukčních úprav na zařízení	16
5 Konstrukční provedení varianty „A“	18
6 Varianta A – dimenzování součástí	19
6.1 Předběžný návrh vřetene	23
6.2 Upínání brusného kotouče	23
6.3 Výpočet mezních reakčních sil na vřeteni a vnitřní statické účinky	25
6.4 Statická kontrola vřetene	31
6.5 Dynamická kontrola vřetene	34
6.6 Návrh ložisek pro uložení vřetene	36
6.6.1 Statická kontrola ložisek	37
6.6.2 Základní trvanlivost ložisek	38
6.7 Výpočet svarových spojení	40
6.8 Kontrola šroubových spojů	43
6.9 MKP analýza rámu stroje	51
7 Závěr	52
8 Seznam použité literatury	53
9 Seznam příloh	55

Seznam jednotek

\sqrt{A}	Neuberova konstanta	$[mm^{-0,5}]$
C_A, C_B	základní dynamická únosnost ložiska	$[kN]$
C_{0A}, C_{0B}	základní statická únosnost ložiska	$[kN]$
D	maximální průměr kotouče	$[mm]$
D_m	průměr osazení matice	$[mm]$
D_p	vnější průměr příločky	$[mm]$
$E_{př}$	modul pružnosti materiálu příruby v tahu	$[MPa]$
E_s	modul pružnosti materiálu šroubu v tahu	$[MPa]$
F_a, F_b	průměr vrtání spojky	$[mm]$
F_{aA}, F_{aB}	výsledné nominální axiální síly na ložiska A a B	$[N]$
$F_{a,max}$	maximální síla na kotouči v axiálním směru	$[N]$
$F_{aA,max}, F_{aB,max}$	výsledné maximální axiální síly na ložiska A a B	$[N]$
$F_{č,max,1s}$	třecí síla na jeden šroub od reakční síly obsluhy	$[N]$
F_d	nominální obvodová síla při opotřebeném kotouči	$[N]$
$F_{d,max}$	maximální obvodová síla při opotřebeném kotouči	$[N]$
F_D	nominální obvodová síla při novém kotouči	$[N]$
$F_{D,max}$	maximální obvodová síla při novém kotouči	$[N]$
$F_{M,1s}$	síla na šroubu od krouticího momentu	$[N]$
F_o	přítlak na boky kotouče, osová síla ve šroubu	$[N]$
F_p	přítlačná síla na rukojeť	$[N]$
$F_{p,1s}$	třecí síla na jeden šroub od přítlačné síly	$[N]$
F_{pi}	Provozní síly na místě i-tého šroubu	$[N]$
$F_{p,max}$	maximální přítlačná síla	$[N]$
$F_{př,min}$	potřebná síla mezi přírubami	$[N]$
F_s	střižná síla	$[N]$
F_{sa}	amplituda síly ve šroubu	$[N]$
F_{sh}	horní síla ve šroubu	$[N]$
F_{sm}	střední síla ve šroubu	$[N]$
$F_{sn}, F_{o,min}$	minimální předepínací síla	$[N]$
F_t	výsledná třecí síla	$[N]$
F_T	třecí síla	$[N]$
G_c	tíhová síla	$[N]$
G_m	tíha elektromotoru	$[N]$
G_r	tíha rukojeti s krytem kotouče	$[N]$
$G_{r,1s}$	třecí síla na jeden šroub od tíhové síly	$[N]$
K_{xy}	reakční síla na kotouči	$[N]$
$K_{xy,max}$	maximální reakce na kotouči	$[N]$
L_1	délka pera	$[mm]$
L_{A10}, L_{B10}	základní trvanlivost ložiska A a B	$[mil. ot.]$

L_{A10h}, L_{B10h}	základní trvanlivost ložiska A a B v hodinách	[hod]
M_n	nominální krouticí moment elektromotoru	[N·m]
M_o	ohybový moment	[N·mm]
M_{TM}	třecí moment pod maticí	[N·mm]
M_{TZ}	třecí moment v závitech	[N·mm]
M_k	krouticí moment	[N·mm]
M_{kF}	krouticí moment v místě F	[N·mm]
$M_{kF,MAX}$	maximální krouticí moment v místě F	[N·mm]
M_{max}	moment zvratu elektromotoru	[N·m]
M_{oF}	ohybový moment v místě F	[N·mm]
$M_{oF,MAX}$	maximální ohybový moment v místě F	[N·mm]
$M_{o,max}$	výsledný ohybový moment	[N·mm]
M_{oS}	výsledný ohybový moment – návrh šroubů	[N·mm]
M_{oS1}	celkový ohybový moment - svar 1	[N·mm]
$M_{oS1,xy}$	ohybový moment v rovině x-y - svar 1	[N·mm]
$M_{oS1,xz}$	ohybový moment v rovině x-z - svar 1	[N·mm]
$M_{o,xy}, M_{o,xz}$	ohybový moment v příslušných rovinách	[N·mm]
M_r	krouticí moment od reakční síly obsluhy	[N·mm]
M_u	utahovací moment	[N·mm]
N_{xy}	reakce na kolech	[N]
N_{xz}	nominální silová reakce na pojezdových kolech	[N]
$N_{xz,max}$	maximální silová reakce na pojezdových kolech	[N]
P	rozteč	[mm]
$P_{0,A}, P_{0,B}$	ekvivalentní statické zatížení ložiska	[N]
P_A, P_B	ekvivalentní dynamické zatížení ložiska	[N]
P_h	stoupání	[mm]
P_n	jmenovitý výkon elektromotoru	[kW]
$R_A, R_{A,max}$	provozní reakce v ložisku A, maximální reakce v ložisku A	[N]
$R_B, R_{B,max}$	provozní reakce v ložisku B, maximální reakce v ložisku B	[N]
$R_{\check{c}}$	nominální reakce na rukojeti	[N]
$R_{\check{c},max}$	maximální reakce na rukojeti	[N]
$Re14220.7$	mez kluzu pro ocel 14 220.7	[MPa]
R_{es}	mez kluzu svarového kovu, mez kluzu šroubu	[MPa]
$R_{m14220.7}$	mez pevnosti pro ocel 14 220.7	[MPa]
R_{ms}	mez pevnosti materiálu šroubu	[MPa]
R_s	třecí poloměr	[mm]
R_z	zaoblení dna závitu	[mm]
S_e	teplotní faktor	[-]
S_{si}	průřez	[mm ²]
S_u	faktor respektující rázy	[-]
S_{Sx}	průřez svaru	[mm ²]
S_z	faktor respektující četnost rozběhů	[-]
$T_{K,max}$	momentová špička pro výběr spojky	[N·m]

T_{KN}	výpočtový moment pro výběr spojky	$[N \cdot m]$
T_N	nominální krouticí moment elektromotoru	$[N \cdot m]$
T_S	maximální krouticí moment elektromotoru	$[N \cdot m]$
W_k	modul průřezu v krutu	$[mm^3]$
W_{kF}	modul průřezu v krutu v místě F	$[mm^3]$
W_{kS}	modul průřezu dřívku šroubu v krutu	$[mm^3]$
W_{oF}	modul průřezu v ohybu v místě F	$[mm^3]$
$W_{o,S1}$	modul průřezu v ohybu svaru	$[mm^3]$
Y, Y_0, e	výpočtové součinitele pro ložiska A a B	$[-]$
a_i	vzdálenost	$[mm]$
a_{s1}	výška svaru	$[mm]$
b_i	vzdálenost	$[mm]$
b_p	šířka pera	$[mm]$
c_i	vzdálenost	$[mm]$
$c_{př}$	tuhost příruby	$[N \cdot mm^{-1}]$
c_s	tuhost šroubu	$[N \cdot mm^{-1}]$
d	minimální průměr kotouče, velký průměr závitu	$[mm]$
d_0	průměr otvoru v přírubě pro šroub	$[mm]$
d_1	zvolený průměr hřídele	$[mm]$
d_2	střední průměr závitu	$[mm]$
d_3	malý průměr závitu	$[mm]$
d'_3	náhradní malý průměr závitu	$[mm]$
d_d	průměr díry	$[mm]$
d_F	průměr vřetene v místě F	$[mm]$
d_h	průměr osazení u hlavy	$[mm]$
d_{min}	minimální průměr hřídele	$[mm]$
d_p	malý průměr příložky	$[mm]$
d_s	průměr dřívku šroubu	$[mm]$
d_{s1}	průměr svařované trubky	$[mm]$
f_m	součinitel tření pod maticí	$[-]$
f_0	statický součinitel smykového tření	$[-]$
f_p	součinitel tření papír - ocel	$[-]$
f_z	součinitel tření v závitech	$[-]$
g	tíhové zrychlení	$[m \cdot s^{-2}]$
h	výška matice	$[mm]$
h_3	výška závitu	$[mm]$
h'_3	náhradní výška závitu	$[mm]$
i_s	počet šroubů	$[-]$
k	výška hlavy šroubu	$[mm]$
k_3, k_4	převodní součinitele koutových svarů	$[-]$
k_{dF}	součinitel dynamické bezpečnosti v místě F	$[-]$
k_p	bezpečnost pro přenos krouticího momentu, síly třením	$[-]$

k_s	bezpečnost svaru	[-]
k_{sF}	statická bezpečnost v místě F	[-]
$k_{s,min}$	minimální statická bezpečnost	[-]
k_{vA}	výsledná bezpečnost šroubu	[-]
k_{vF}	výsledná dynamická bezpečnost pro místo F	[-]
$k_{\sigma a,A}$	dynamická bezpečnost vůči mezní amplitudě	[-]
$k_{\sigma h,A}$	dynamická bezpečnost vůči hornímu napětí	[-]
$k_{\tau A}$	statická bezpečnost šroubu v krutu	[-]
$k_{\tau,D}$	dovolená statická bezpečnost šroubu v krutu	[-]
$k_{\tau F}$	statická bezpečnost v krutu pro místo F	[-]
l_1	délka přímé části boku pera	[mm]
l_{p1}	výška pružné podložky	[mm]
l_{p2}	výška ploché podložky	[mm]
$l_{př}$	tloušťka přírub	[mm]
l_{si}	délka části šroubu	[mm]
l_{zb}	délka závitu za maticí	[mm]
m_m	hmotnost elektromotoru	[kg]
m_z	hmotnost zařízení	[kg]
n_n	jmenovité otáčky elektromotoru	[min ⁻¹]
p	exponent rovnice trvanlivosti	[-]
p_d	dovolený tlak	[MPa]
S_A, S_B	statická bezpečnost ložiska A a B	[-]
s_i	vzdálenost	[mm]
s_k	velikost klíče	[mm]
t	tloušťka svařovaného materiálu	[mm]
t_1	hloubka drážky v náboji	[mm]
x_i	vzdálenost	[mm]
α	úhel profilu, úhel	[°]
α_s	úhel	[°]
α_σ	součinitel koncentrace napětí pro ohyb	[-]
$\alpha_{\sigma A}$	součinitel koncentrace napětí v místě A	[-]
$\alpha_{\sigma F}$	součinitel koncentrace napětí v místě F	[-]
α_τ	součinitel koncentrace napětí pro krut	[-]
β	úhel	[°]
β	součinitel tloušťky koutového svaru	[-]
$\beta_{\sigma A}$	vrubový součinitel v místě A	[-]
$\beta_{\sigma F}$	vrubový součinitel v místě F	[-]
γ	zmírňující účinek vrubu	[-]
$\Delta F_{př}$	pokles síly v přírubě	[N]
ε_{vA}	součinitel velikosti součásti v místě A	[-]
ε_{vF}	součinitel velikosti součásti pro místo F	[-]
η_{pA}	součinitel kvality povrchu v místě A	[-]

η_{pF}	součinitel kvality povrchu pro místo F	[-]
λ_m	momentová přetížitelnost	[-]
ρ	poloměr vrubu	[mm]
ρ_A	poloměr vrubu v místě A	[mm]
ρ_F	poloměr vrubu v místě F	[mm]
$\sigma_{C,A}$	mez únavy hladkého vzorku v tahu	[MPa]
$\sigma_{C,A}^{\times}$	mez únavy skutečné součásti v tahu	[MPa]
σ_F	výsledná amplituda napětí	[MPa]
σ_{oC}	mez únavy hladkého vzorku v ohybu	[MPa]
$\sigma_{oF,max}$	maximální napětí v ohybu v místě F	[MPa]
σ_{oF}	napětí v ohybu v místě F	[MPa]
$\sigma_{oC,F}^*$	mez únavy skutečné součásti	[MPa]
$\sigma_{red,sx}$	redukováné napětí ve svaru	[MPa]
$\sigma_{redF,MAX}$	maximální redukováné napětí v místě F	[MPa]
$\sigma_{tF,MAX}$	maximální tahové napětí v místě F	[MPa]
σ_{tF}	tahové napětí v místě F	[MPa]
σ_{tsh}	horní tahové napětí	[MPa]
σ_{tsa}	amplitudové tahové napětí ve šroubu	[MPa]
σ_{tsn}	spodní tahové napětí	[MPa]
τ_D	dovolené napětí v krutu	[MPa]
τ_{Ds}	dovolené napětí ve střihu	[MPa]
τ_k	napětí v krutu	[MPa]
τ_{kF}	napětí v krutu v místě F	[MPa]
$\tau_{kF,MAX}$	maximální napětí v krutu v místě F	[MPa]
τ_{ks}	napětí ve šroubu v krutu	[MPa]
τ_s	napětí ve střihu	[MPa]
τ_x^x	napětí ve svaru	[MPa]
ψ^{\times}	součinitel sbíhavosti vrubované součásti	[-]

1 Úvod

Předmětem práce je rekonstrukce brusného zařízení, sloužícího k odstraňování povrchových vad plechů, vznikajících při válcování ve společnosti Evraz Vítkovice Steel, a.s. na válcovně 3,5 Kvarto.

Jedná se o mobilní brusné zařízení, jež je ovládáno jednou osobou. Broušení se provádí pomocí rotujícího brusného kotouče, poháněného přes hřídel elektromotorem. Vedení stroje po obráběném plechu a potřebný přítlak kotouče k obrobku vyvíjí obsluha brusného zařízení.



Obr. 1 Původní brusné zařízení

Povaha opracovávaných vad je rozmanitá. Mezi nejčastější patří zaválcované otřepy po dělení bram, šupiny, necelistvosti materiálu vlivem přerušení lití, příčné trhliny, hluboké trhliny, rozválcované bubliny, trhliny zipovitého charakteru, záděrem přehrnutá povrchová vrstva kovu při ohřevu a následném zaválcování, zaválcované okraje, otlaky vlivem vniknutí cizího předmětu na pracovní válce válcovací stolice, případně zaválcované cizí předměty. Tyto a další nejčastěji se vyskytující vady společnost uvádí ve Vzorníku častých vad na pleších [8]. Rozměry vad jsou proměnlivé. Zaujímají plochu od několika centimetrů čtverečních až po značnou část celého plechu. Ten může nabývat maximální šířky 3,3 m a maximální délky 16 m. Teplota broušeného plechu se pohybuje do 150 °C.

1.1 Cíle práce

Cílem práce je na základě požadavků společnosti Evraz Vítkovice Steel, a.s. provést rekonstrukci původního zařízení.

Požadavky na zařízení

Úkolem je zjistit důvod a zamezit házení brusného kotouče při broušení. Následně provést konstrukční změny na zařízení, směřující ke zpříjemnění jeho obsluhy. Stávající technologie broušení pomocí brusného kotouče musí být zachována. Parametry stávajícího zařízení jsou uvedeny v tabulce níže.

Tab. 1 Parametry stávajícího zařízení

použitý elektromotor	napětí [V]	380
	proud [A]	10,8
	frekvence sítě [Hz]	50
	příkon [kW]	5,5
	otáčky [min^{-1}]	1450
rozměry zařízení	délka [mm]	3000
	šířka [mm]	600
	výška [mm]	1000
hmotnost zařízení	[kg]	260
typ brusných kotoučů	materiál	korund
	průměr kotouče [mm]	350
	tloušťka [mm]	50
	průměr otvoru [mm]	51
počet kol		2
převodovka		NE
přímo hnaná hřídel		ANO

2 Rešerše v oblasti brusné techniky

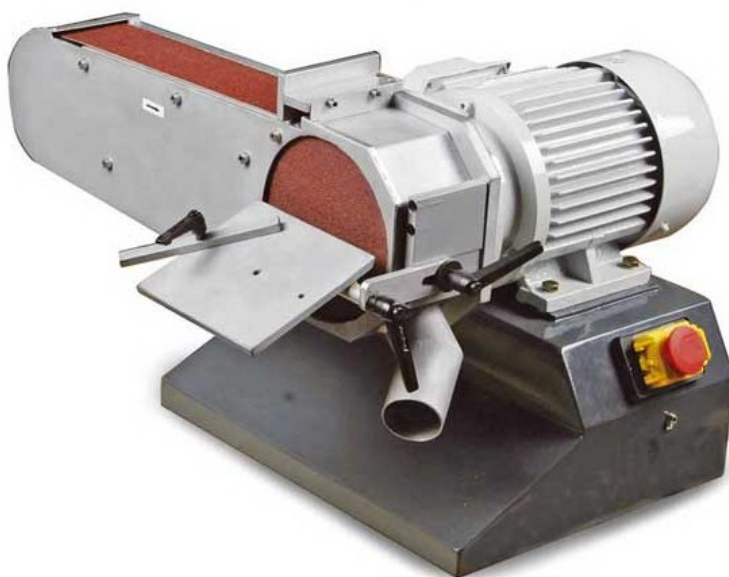
Následující podkapitoly zahrnují stručný přehled dostupných brusných zařízení. Dále speciální zařízení užívaná pro broušení plechů. Pozornost je také věnována uložení pracovních vřeten obráběcích strojů a ložiskům.

2.1 Brusky

Jsou obráběcí stroje, využívané k broušení kovů, dřeva, betonu a dalších materiálů. Mohou být konstruovány jako stacionární, nebo mobilní zařízení.

Stacionární brusky můžeme rozdělit podle prováděných operací:

- hrotové s posuvným stolem,
- hrotové s posuvným vřeteníkem,
- bezhroté pro vnější a vnitřní broušení,
- rovinné pracující obvodem nebo čelem nástroje,
- nástrojářské,
- stojanové,
- speciální.



Obr. 2 Kombinovaná bruska na kov [19]

S přenosnými zařízeními se nejčastěji lze setkat v provedeních, jako jsou například:

- úhlové brusky,
- přímé stopkové brusky,
- speciální, mezi které patří například brusky na zdi a podlahy.



Obr. 3 Bruska na zdi (vlevo) [17] a bruska na parkety (vpravo) [18]

2.2 Zařízení pro broušení plechů

Plechý se brousí zpravidla pro to, aby se dosáhlo lepší kvality jejich povrchu, nebo se odstranily vady vzniklé při jejich výrobě. Příkladem stacionárního zařízení pro broušení plechů s nástrojem, například ve formě brusného pásu, je jednotka společnosti Pittsburgh Design Services. Umožňuje obrábět plechy o šířce až $5,25\text{ m}$, délce až $13,7\text{ m}$ a tloušťce do $0,4\text{ m}$ [8].



Obr. 4 Brousicí jednotka firmy Pittsburgh Design Services [20]

Pro opravy vad plechů vzniklých při její výrobě je možno použít mobilních zařízení s obsluhou. Příklad takového stroje je na Obr. 5. Broušení je prováděno pomocí brusného

kotouče. Pro pohon nástroje se využívá elektromotor. Jedná se o podobné zařízení, jaké je předmětem této práce.



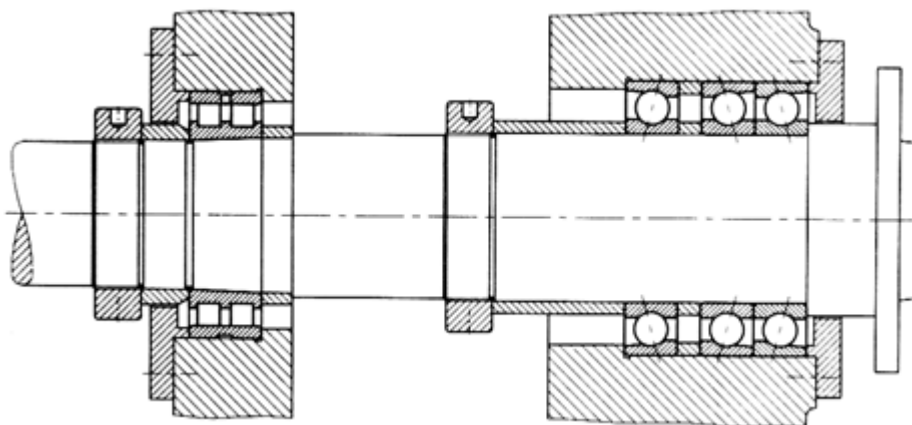
Obr. 5 Příklad mobilního brusného zařízení pro broušení vad plechů

2.3 Uložení vřeten obráběcích strojů

Jedná se o činnou část obráběcích strojů. Jeho hlavní úlohou je umožnit nástroji, nebo obrobku, vykonávat přesný otáčivý pohyb s odchylkami v přípustných mezích. Cílem při návrhu vřetene je dosáhnout co nejvyšší tuhosti. Významný vliv na přesnost jeho chodu mají ložiska a jejich vnitřní vůle, které jsou nežádoucí. Příklady uložení vřeten obráběcích strojů osvědčených v praxi jsou uvedeny níže.

Kombinace kuličkových ložisek s kosoúhlým stykem a válečkových ložisek

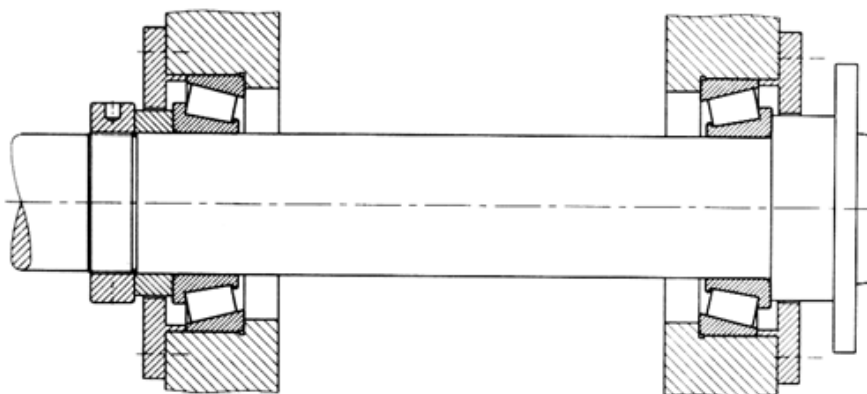
Válečkové ložisko na straně pohonu přenáší pouze síly v radiálním směru. Kombinace kuličkových ložisek s kosoúhlým stykem na pracovní straně přenáší jak radiální síly, tak axiální síly v obou směrech. Kuličková ložiska s kosoúhlým stykem jsou provozována s určitým předpětím. To má za následek zvýšení tuhosti a prodloužení životnosti ložisek.



Obr. 6 Uložení vřetene s kombinací válečkových a kuličkových ložisek s kosoúhlým stykem [9]

Kombinace kuželíkových ložisek

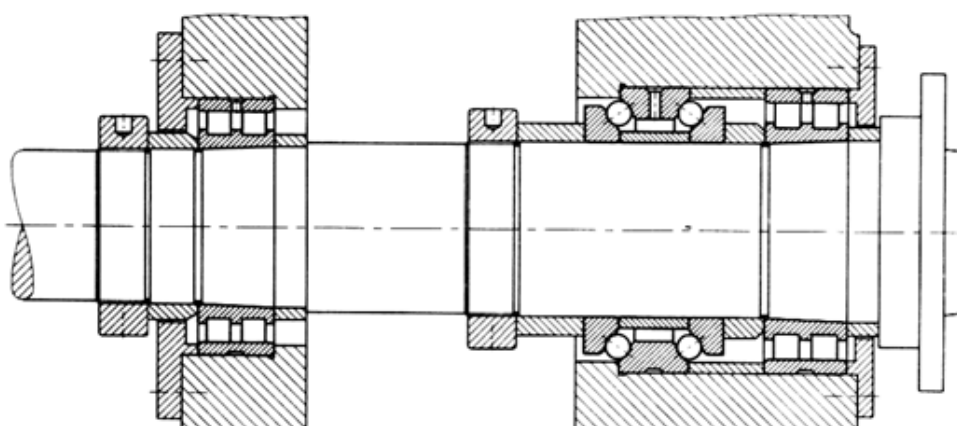
Kombinací dvou kuželíkových ložisek v uspořádání do „O“ lze dosáhnout spolu s vyvozením určitého předpětí velmi tuhých uložení s vysokou únosností. Obě ložiska zachycují síly v radiálním směru, přičemž každé ložisko zachycuje i axiální sílu v jednom ze dvou smyslů. Stanovení optimálního předpětí ložiska je složité. Proto je vhodné, aby se jeho hodnota dala dodatečně seřídit. Příkladem může být použití KM matice.



Obr. 7 Příklad uložení vřetene do dvou kuželíkových ložisek uspořádaných do „O“ [9]

Kombinace válečkových ložisek a obousměrného axiálního kuličkového ložiska s kosoúhlým stykem

Na straně pohonu je vřeteno uloženo do válečkového dvouřadého ložiska. To přenáší radiální síly. Na pracovní straně se v jednom tělese nachází kombinace obousměrného axiálního kuličkového ložiska s kosoúhlým stykem a dvouřadého válečkového ložiska. Tato kombinace je určena pro přesné vedení vřeten obráběcích strojů.



Obr. 8 Kombinace válečkových ložisek a obousměrného axiálního kuličkového ložiska s kosoúhlým stykem [9]

Detailnější přehled ložisek a jejich vlastností je k dispozici v příloze:

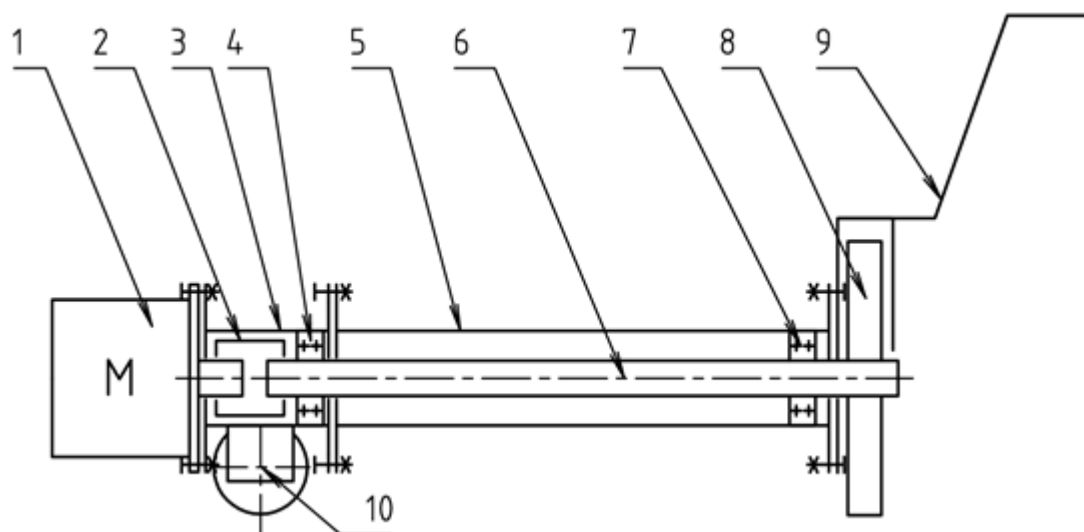
PŘÍLOHA A - Ložiska

3 Zjištění mechanického stavu současně používaného zařízení

Tato část práce se zabývá analýzou stavu brusných zařízení na základě rozebraného jednoho z těchto strojů. Oblasti zájmu je především vřeteno a jeho uložení, jeho pohon a pojezd stroje.

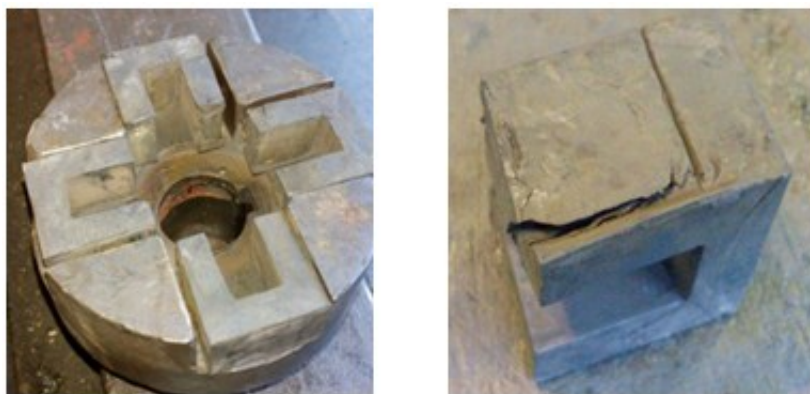
Pohonná jednotka

Na zařízení je instalován asynchronní třífázový elektromotor o výkonu $P_n = 5,5 \text{ kW}$ při nominálních otáčkách $n_n = 1\,450 \text{ min}^{-1}$. Skrze pružnou spojku je dále poháněná hřídel. Ta přímo uvádí do pohybu brusný kotouč. Schéma stroje je na Obr. 9.



Obr. 9 Schéma stroje: 1- elektromotor, 2- spojka, 3- spojovací mezikus, 4- kuličkové naklápací ložisko, 5- nosná trubka, 6- hřídel, 7- soudečkové ložisko, 8- brusný kotouč, 9- rukojeť, 10- náprava s pojezdovými koly

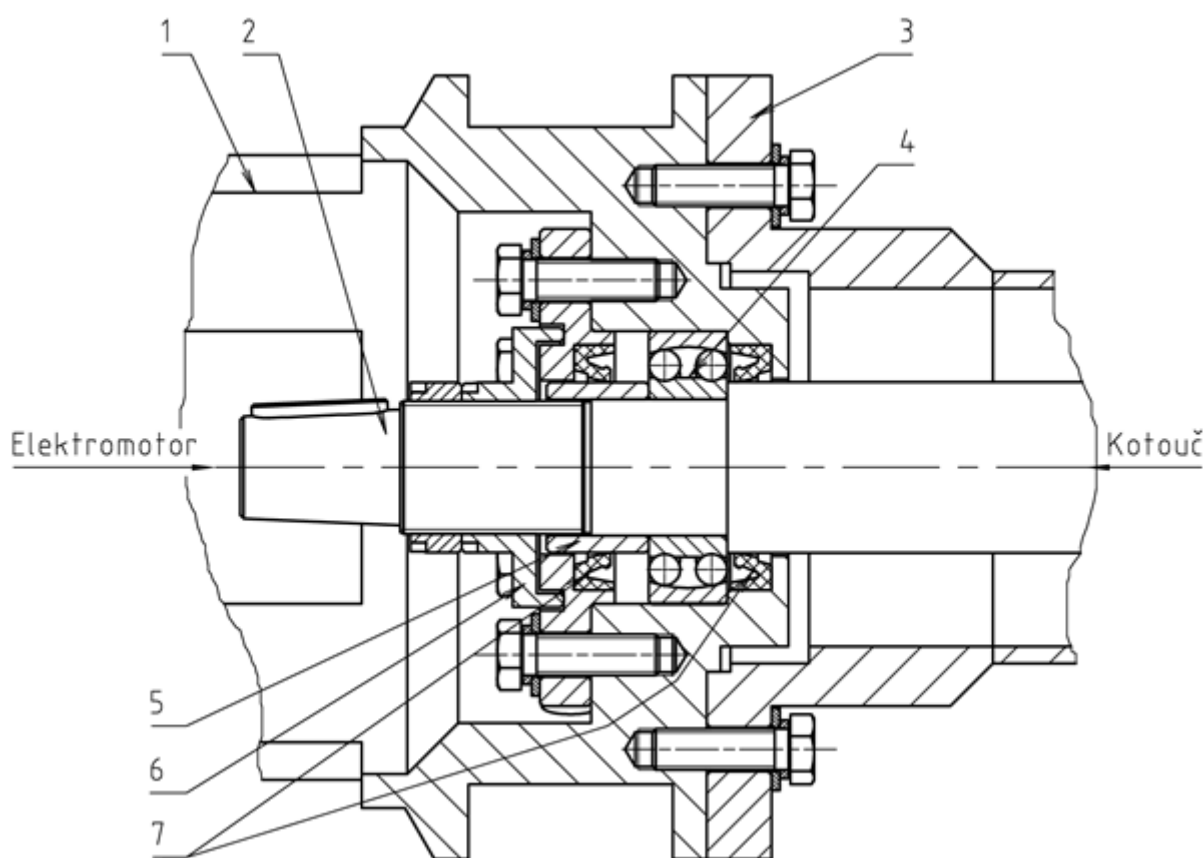
Pružné elementy spojky na první pohled vykazují znaky opotřebení, viz Obr. 10, většina z nich je poškozená. Mezi pružnými elementy a tělesem spojky je vůle.



Obr. 10 Pružná spojka s pružnými elementy

Samotná hřídel je uložena ve dvou ložiskách. Na straně blíže k elektromotoru ve dvouřadém kuličkovém naklápěcím ložisku, na straně u brusného kotouče v soudečkovém ložisku. Ložiska jsou mazána tukem. Kuličkové naklápěcí ložisko zde má plnit funkci axiálně vodícího ložiska. Jeho vnitřní kroužek se z jedné strany opírá o osazení na hřídeli, z druhé strany by měl být dotlačován skrze distanční kroužek pomocí matice. Vnější kroužek je uložen ve spojovacím mezikusu, kde se z jedné strany opírá o osazení. Na druhé straně je dotlačován opěrnou deskou.

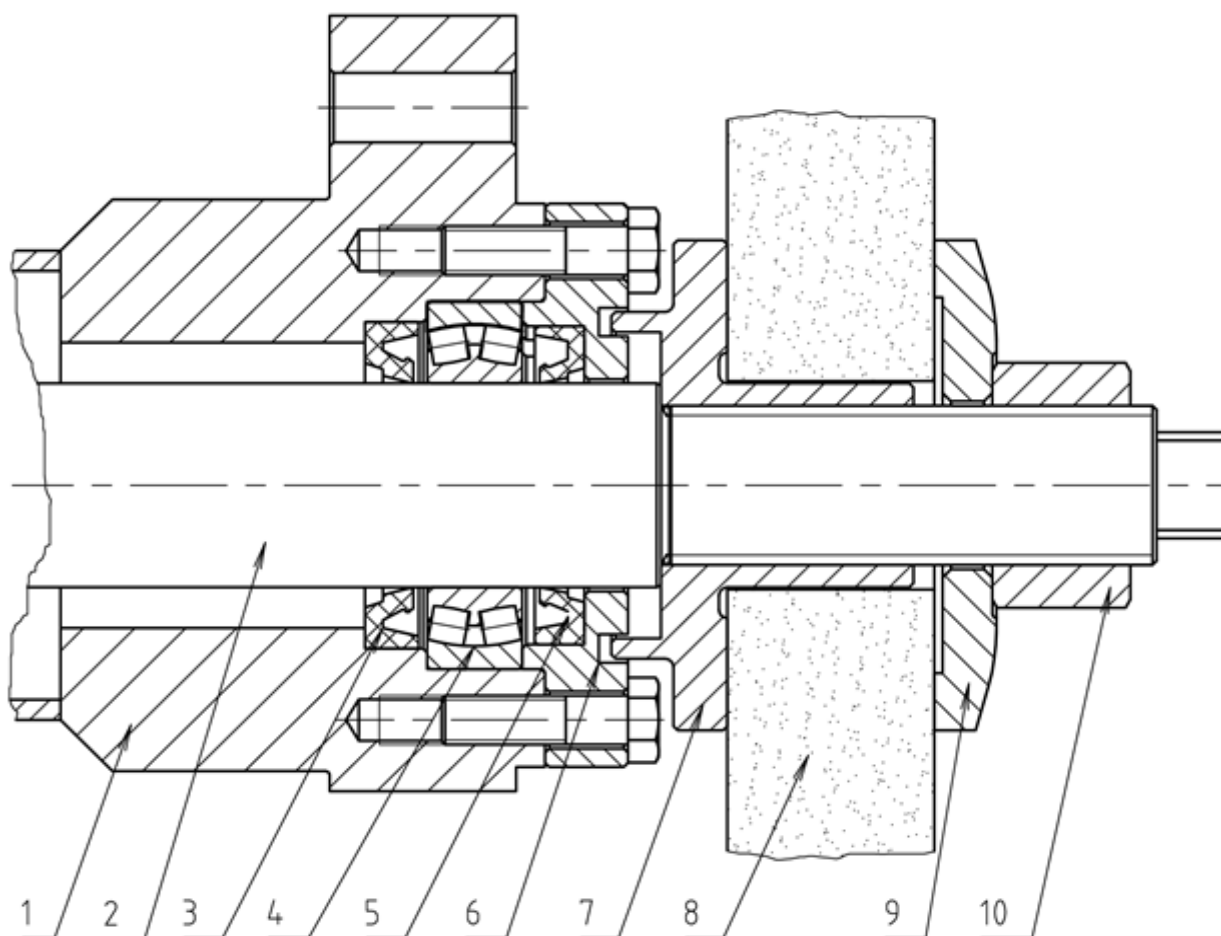
Měřením se zjišťuje, že rozpěrný kroužek má menší výšku, než je potřebná k zajištění vnitřního kroužku kuličkového ložiska utažením matice. V případě působení axiální síly tak dochází k putování hřídele ve vnitřním kroužku kuličkového ložiska. Uložení vnějšího kroužku ložiska rovněž vykazuje stopy po protáčení. Ložisko lze lehce vyjmout. Schéma uložení kuličkového naklápěcího ložiska je na obrázku níže.



Obr. 11 Původní uložení kuličkového naklápěcího ložiska: 1 - spojovací mezikus, 2 - hřídel, 3 – nosná trubka, 4 – kuličkové naklápěcí ložisko 2208 Z FKT-1, 5 – distanční kroužek, 6 – matice, 7 – hřídelové těsnící kroužky

Soudečkové ložisko na straně blíže k brusnému kotouči je konstruováno v tomto případě jako axiálně volné. Hřídel není v ložisku zajištěna a může tak k němu vlivem tepelné dilatace měnit svou polohu. Vnější kroužek je v uložení uchycen přítlačnou deskou. V uložení je vydréná drážka na opěrné ploše pro ložisko, zřejmě od valivých elementů soudečkového ložiska. Brusný kotouč je uchycen mezi dvě příložky. Jedna z nich je pomocí závitu spojená

s hřídelí a přenáší z ní výkon na brusný kotouč. Z druhé strany se o kotouč opírá příložka, ta jej utažením matice sevře.



Obr. 12 Uložení soudečkového ložiska: 1- nosná trubka, 2- hřídel, 3- hřídelový těsnicí kroužek, 4- soudečkové ložisko, 5- hřídelový těsnicí kroužek, 6- přitlačná deska, 7- příložka se závitem, 8- brusný kotouč, 9- příložka kotouče (bez závitu), 10- matice

O nevhodném uložení hřídele a o jejím axiálním pohybu svědčí Obr. 13, kde je vidět vyhlazené místo na hřídeli od těsnícího hřídelového kroužku v šířce několika milimetrů a rovněž drážka v uložení u soudečkového ložiska.



Obr. 13 Hřídel s vyhlazeným místem a vydřená drážka v uložení soudečkového ložiska

Podvozek

Zařízení je opatřeno litinovými pojezdovými koly. Ta jsou uložena na čepch osy. Kluzné plochy na čepch osy vykazují známky opotřebení. Mazání se provádí tukem.



Obr. 14 Náprava a čep osy pro uložení kola

Ostatní části stroje

Zařízení dále obsahuje kryt brusného kotouče, k němuž je připevněná rukojeť s madlem a mechanismus pro zajištění stroje v klidové poloze při odstávce, či výměně brusného kotouče. Dále pak rám, na který si obsluha dle potřeby přidává zátěž pro vyvažování stroje.



Obr. 15 Stroj při odstávce

Zhodnocení aktuálního stavu brusného zařízení

Zařízení všeobecně vykazuje známky opotřebení. Samotná konstrukce vřetene se vzhledem k jeho rozměrům a způsobu uložení jeví jako nevhodná a může být sama zdrojem házení. Dvouřadé kuličkové naklápěcí ložisko neplní funkci axiálně vodícího ložiska vinou vůle mezi vnitřním kroužkem ložiska a distančním kroužkem, který je k ložisku dotlačován maticí. Manipulace se zařízením je vlivem jeho hmotnosti náročná.

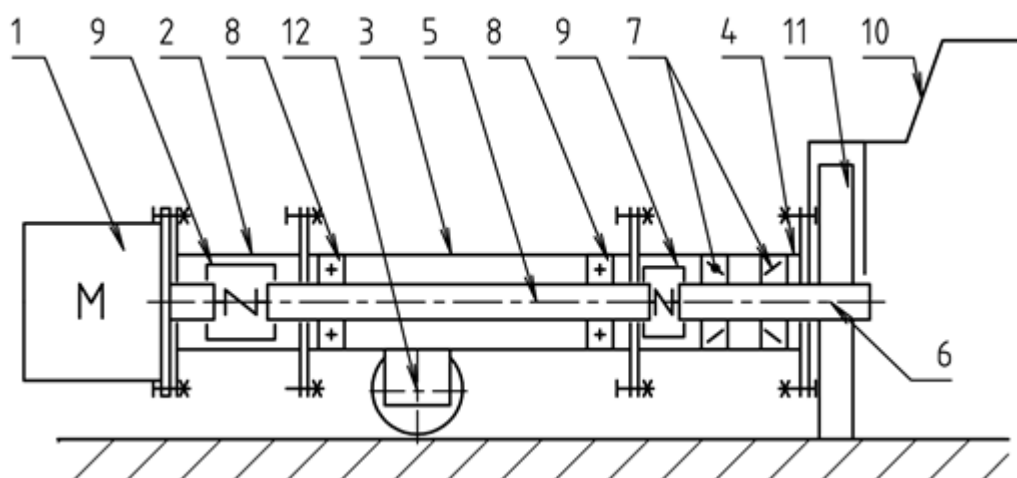
4 Varianty konstrukčních úprav na zařízení

S ohledem na stav dílů provozovaných zařízení se neuvažuje s jejich dalším využitím. V kapitolách níže se řeší návrh nových brusných zařízení s důrazem na eliminaci házení brusného kotouče při broušení. Jednotlivé varianty se liší:

- konstrukci vřetene,
- jeho orientací,
- uspořádáním,
- konstrukcí rámu a obslužných dílů.

Varianta A

Myšlenka spočívá v nahrazení dlouhé hřídele krátkým vřetenem, uloženým v kuželíkových ložiskách. Úprava má za úkol předejít primárnímu házení přímo od možných nepřesností spojených s výrobou rozměrných hřídelí. Zároveň se určitým předepnutím kuželíkových ložisek zvýší tuhost uložení vřetene. Dále se pak snižuje celková hmotnost zařízení, s možností použití přídatného závaží v případě potřeby. Uvažuje se použití valivých ložisek v pojezdových kolech pro snadnější manipulaci se zařízením. Provádí se konstrukční změny na rukojeti, která je oproti současnému zařízení výškově stavitelná a vyztužena. Dále se upravuje mechanismus pro zajištění stroje při odstávce.

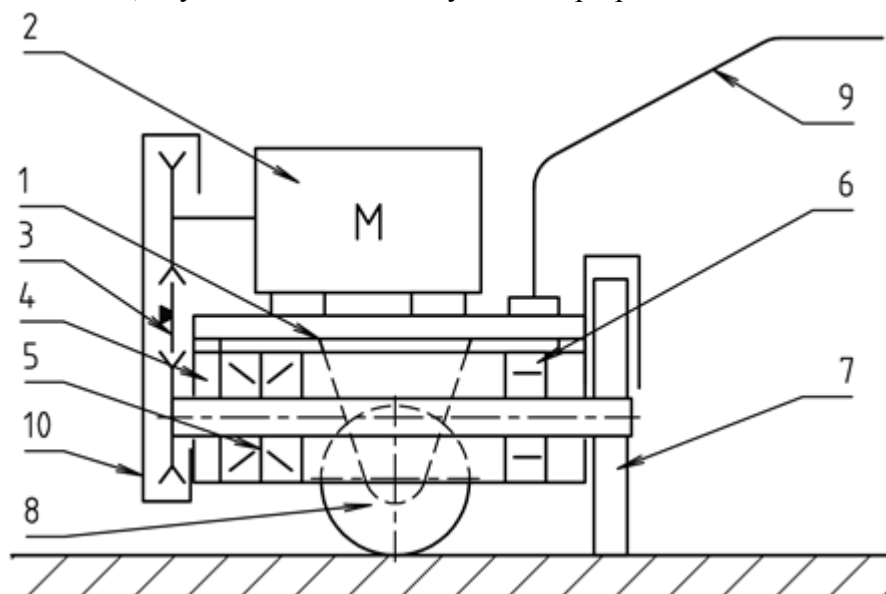


Obr. 16 Schéma varianty A: 1- elektromotor, 2- mezikus, 3- uložení spojovací hřídele, 4- uložení vřetene, 5- spojovací hřídel, 6- vřeteno, 7- kuželíková ložiska, 8- kuličková ložiska, 9- hřídelová spojka, 10- rukojeť, 11- brusný kotouč, 12- náprava s pojezdovými koly

Varianta B

Je inspirovaná řešením uvedeným v rešerši na Obr. 5. U této varianty je vřeteno vedeno pod motorem s využitím řemenového převodu. Vzhledem k tomuto způsobu přenosu výkonu odpadá nutnost použití hřídelových spojek. Řemeny tlumí rázy svou pružností, ale vyžadují pravidelnou údržbu. Stroj je díky tomu menších rozměrů a hmotnosti, avšak kvůli které není

schopen přenášet takový výkon, jako zařízení navrhované ve Variantě A. Řešením je použití přídavného závaží tak, aby nedocházelo ke smýkání kol po plechu během broušení.



Obr. 17 Varianta B: 1- rám, 2- elektromotor, 3- řemenový převod, 4- uložení hřídele, 5- axiálně vodící ložiska, 6- axiálně volné ložisko, 7- brusný kotouč, 8- pojezdová kola, 9- rukojeť, 10- kryt řemenového převodu

Varianta C

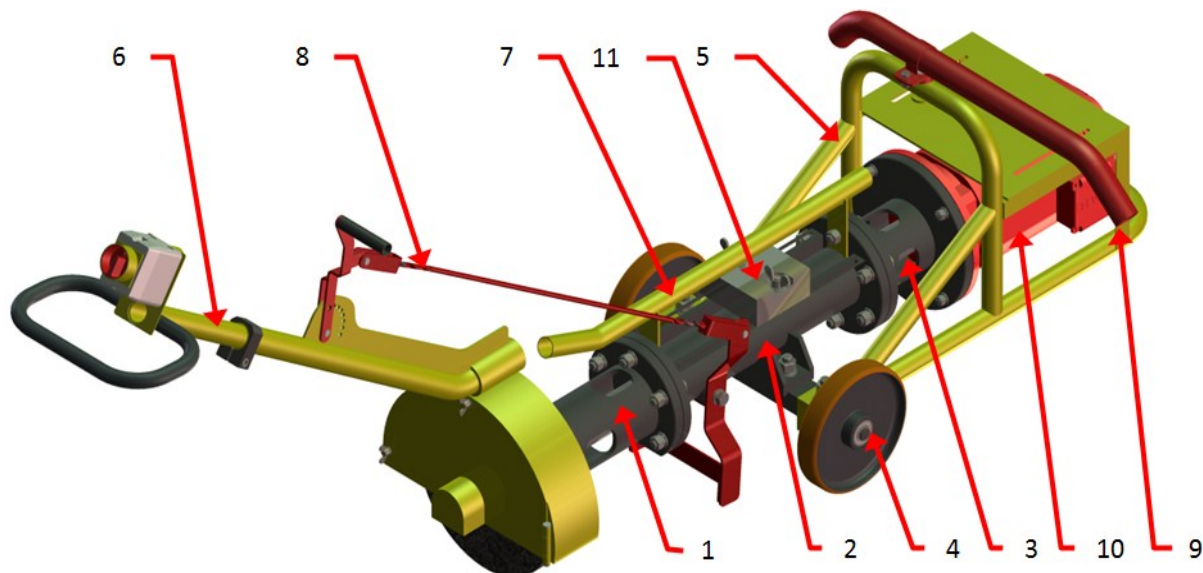
Uvažuje umístění brusného kotouče tak, že jeho osa rotace je rovnoběžná s osami pojezdových kol. Tím se zamezuje vzniku momentu od brusné síly, kterou musí obsluha při broušení částečně zachytit.

Výběr varianty

Na základě výběru ze strany zadavatele se pro další rozpracování určuje **varianta A**. Tedy řešení, které si klade za cíl eliminovat primární házení kotouče jeho přesným uložením na vřeteno. Dále vyztužení rukojeti a snížení hmotnosti zařízení.

5 Konstrukční provedení varianty „A“

Na obrázku níže je zobrazen model zařízení. Přesná specifikace dílů je k nalezení v sestavném výkresu a příslušném kusovníku: **BRUSNÉ ZAŘÍZENÍ, č. v. : DP_S01**



Obr. 18 Model varianty A: 1- vřeteno s uložením, 2- spojovací hřídel s uložením, 3- spojovací mezikus, 4- náprava, 5- ochranný rám, 6- rukojeť s krytem, 7- vedení kabelu, 8- zajišťovací mechanismus, 9- přívod kabelu, 10- elektromotor, 11- posuvné závaží

Vřeteno s uložením

Uložení vřetene je provedeno jako svařenec z tlustostěnné spojovací trubky a dvou přírub. Trubka je opatřena otvory pro kontrolu hřídelové spojky, která slouží ke spojení vřetene a spojovací hřídele. Vřeteno je uloženo ve dvou kuželíkových ložiskách. Ty se zajišťují KM maticí. Matice umožňuje zároveň utažením vyvodit potřebné předpětí v ložiskách. Mazání ložisek se provádí tukem přiváděným maznicí. Konec vřetene je opatřen metrickým závitem pro upnutí brusného kotouče pomocí přírub a matice. Příruba pro uložení kotouče je středěná na válcové ploše vřetene.

Spojovací hřídel s uložením

Slouží k přenosu výkonu od elektromotoru k vřetenu. Je uložena v radiálních kuličkových ložiskách. Uložení ložisek je konstruováno jako svařenec.

Náprava

Skládá se ze svařené čtyřhranné tyče a dvou čepů, na kterých jsou pojezdová kola s ložisky.

6 Varianta A – dimenzování součástí

Při dimenzování konstrukčních uzlů se vychází z maximálního možného zatížení stroje. To nastává v případě, kdy obsluha vyvíjí takovou sílu na rukojeť, že dochází k nadlehčení pojezdových kol a celá tíha zařízení se přenáší na broušený plech skrze brusný kotouč. Dále se uvažuje moment zvratu elektromotoru.

Údaje o elektromotoru [21]:

Typ elektromotoru: DRE 132 M4/FF

nominální výkon: $P_n = 5,5 \text{ kW}$,

nominální otáčky: $n_n = 1455 \text{ min}^{-1}$

momentová přetížitelnost: $\lambda_m = 3,2$.

Nominální krouticí moment elektromotoru

$$M_n = \frac{P_n}{2 \cdot \pi \cdot n_n} = \frac{5\,500 \cdot 60}{2 \cdot \pi \cdot 1\,455} = 36,1 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (1.)$$

Maximální výpočtový moment elektromotoru (moment zvratu elektromotoru)

$$M_{max} = M_n \cdot \lambda_m = 36,1 \cdot 3,2 = 115,5 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (2.)$$

Výpočet maximální přitlačné síly $F_{p,max}$

Výpočet se provádí pro případ, kdy jsou pojezdová kola nadlehčena – silová reakce je v tom okamžiku: $N_{xy} = 0 \text{ N}$, viz Obr. 19.

hmotnost zařízení: $m_z = 230 \text{ kg}$,

rozměr $a_1 = 10 \text{ mm}$

rozměr $b_1 = 680 \text{ mm}$

rozměr $c_1 = 1\,660 \text{ mm}$

Tíhová síla

$$G_c = m_z \cdot g = 230 \cdot 9,81 = 2\,256 \text{ N} \quad (3.)$$

Kde $g [m \cdot s^{-2}]$ je tíhové zrychlení.

Poloha těžiště $a_1 = 10 \text{ mm}$ a hmotnost zařízení $m_z = 230 \text{ kg}$ se zjišťuje pomocí SW Autodesk Inventor [27].

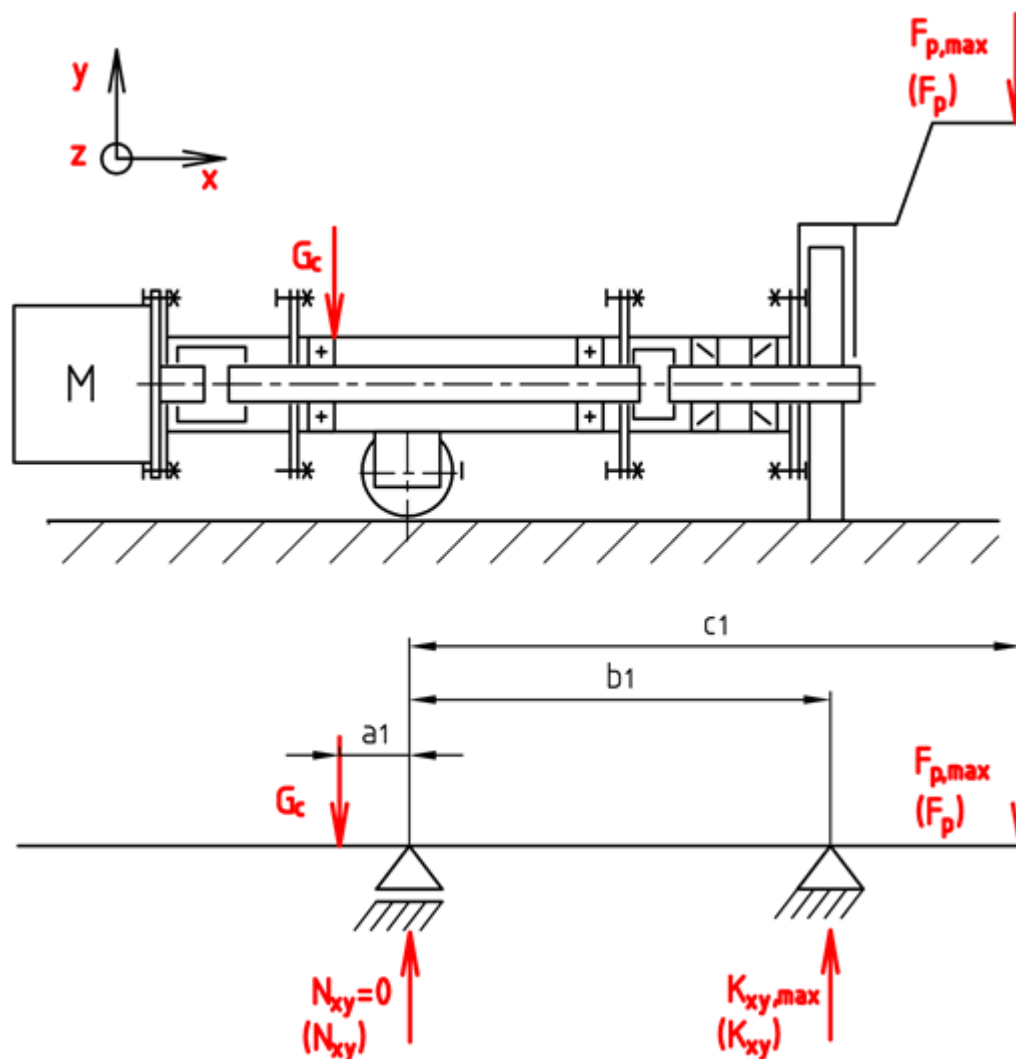
Pak maximální přitlačná síla na rukojeť je:

$$F_{p,max} = \frac{G_c \cdot (a_1 + b_1)}{c_1 - b_1} = \frac{2\,256 \cdot (10 + 680)}{1\,660 - 680} = 1\,589 \text{ N} \quad (4.)$$

Maximální reakční síla na kotouči - rovina „x-y“

(5.)

$$K_{xy,max} = G_c + F_{p,max} = 2\,256 + 1\,589 = 3\,845\,N$$



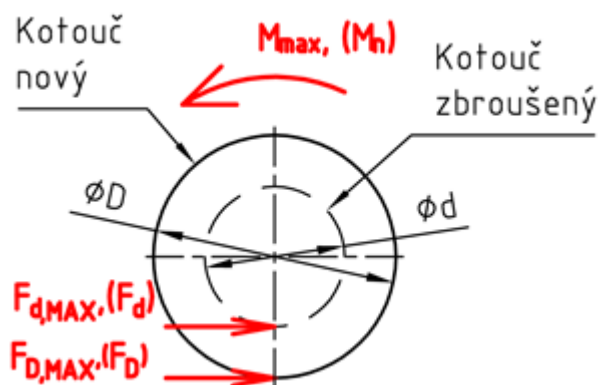
Obr. 19 Silové poměry na zařízení

Obvodová síla na brusném kotouči

Závisí na průměru brusného kotouče.

$$D = 350\,mm$$

$$d = 170\,mm$$



Obr. 20 Silové poměry na brusném kotouči

Obvodová síla při novém kotouči s uvažováním momentu zvratu

$$F_{D,max} = \frac{M_{max} \cdot 2}{D} = \frac{115,5 \cdot 2 \cdot 1000}{350} = 660 \text{ N} \quad (6.)$$

Obvodová síla při kotouči opotřebovaném s uvažováním momentu zvratu

$$F_{d,max} = \frac{M_{max} \cdot 2}{d} = \frac{115,5 \cdot 2 \cdot 1000}{170} = 1\,359 \text{ N} \quad (7.)$$

Obvodová síla při novém kotouči s uvažováním nominálního momentu elektromotoru

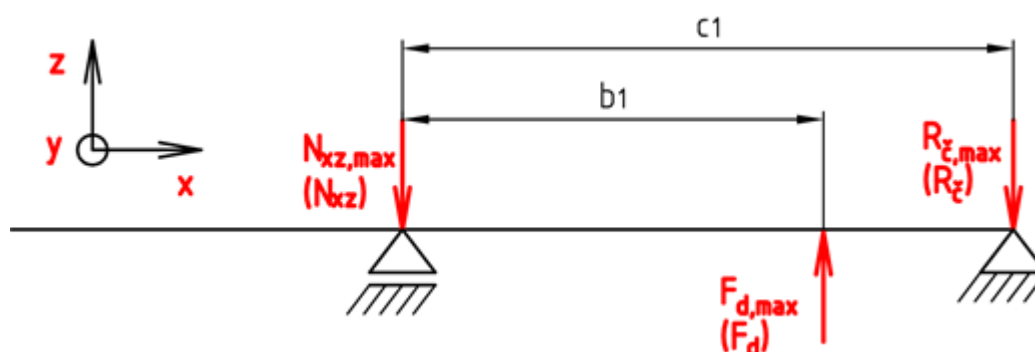
$$F_D = \frac{M_n \cdot 2}{D} = \frac{36,1 \cdot 2 \cdot 1000}{350} = 206 \text{ N} \quad (8.)$$

Obvodová síla při kotouči opotřebovaném s uvažováním nominálního momentu

$$F_d = \frac{M_n \cdot 2}{d} = \frac{36,1 \cdot 2 \cdot 1000}{170} = 425 \text{ N} \quad (9.)$$

Reakce na rukojeti od obvodové síly na kotouči – rovina „x-z“

Reakci $R_{\check{c},max}$ od působící síly $F_{d,max}$ v místě styku brusného kotouče s obrobkem zachytává obsluha na rukojeti zařízení. Část působící síly zachytávají také pojezdová kola třením o plech N_{xz} .



Obr. 21 Reakce od obvodové síly na kotouči

Maximální silová reakce od síly $F_{d,max}$ – z momentu zvratu elektromotoru

$$R_{\check{c},max} = F_{d,max} \cdot \frac{b_1}{c_1} = 1\,359 \cdot \frac{680}{1660} = 556 \text{ N} \quad (10.)$$

Maximální silová reakce na pojezdových kolech $N_{xz,max}$ – z momentu zvratu elektromotoru

$$N_{xz,max} = F_{d,max} - R_{\check{c},max} = 1\,359 - 556 = 803 \text{ N} \quad (11.)$$

Silová reakce od síly F_d – z nominálního momentu elektromotoru

$$R_{\check{c}} = F_d \cdot \frac{b_1}{c_1} = 425 \cdot \frac{680}{1660} = 174 \text{ N} \quad (12.)$$

Silová reakce na pojezdových kolech N_{xz} – z nominálního momentu elektromotoru

$$N_{xz} = F_d - R_{\zeta} = 425 - 174 = 251 \text{ N} \quad (13.)$$

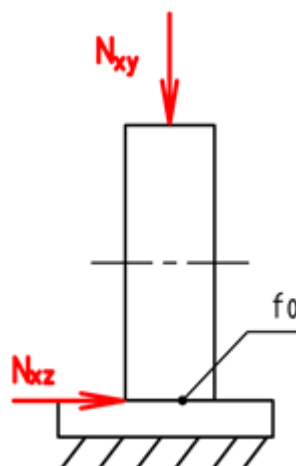
Určení maximální přitlačné síly člověka F_p tak, aby se kola nesmýkala

Nastane tehdy, bude-li mít přitlačná síla na kolech N_{xy} [N] takovou velikost, aby vyvolila potřebnou třecí sílu mezi kolem a plechem N_{xz} [N]. Uvažuje se případ pro využití nominálního krouticího momentu elektromotoru M_n :

$$N_{xz} = 251 \text{ N}$$

$$f_0 = 0,15 \text{ [22]}$$

Kde f_0 je statický součinitel smykového tření ocel-litina,
 N_{xz} je reakční síla na pojezdovém kole.



Obr. 22 Smyková síla v místě styku kola s plechem

Potřebná přitlačná síla na pojezdová kola, aby se kola nesmýkala

$$N_{xy} = \frac{N_{xz}}{f_0} = \frac{251}{0,15} = 1\,673 \text{ N} \quad (14.)$$

Dále podle Obr. 19 platí:

Silová rovnováha

$$-G_c + N_{xy} + K_{xy} - F_p = 0 \text{ N}$$

$$F_p = -G_c + N_{xy} + K_{xy} \quad (15.)$$

Momentová rovnováha

$$G_c \cdot a_1 + K_{xy} \cdot b_1 - F_p \cdot c_1 = 0 \text{ N} \cdot m$$

$$G_c \cdot a_1 + K_{xy} \cdot b_1 - (-G_c + N_{xy} + K_{xy}) \cdot c_1 = 0$$

Reakční síla na kotouči

$$K_{xy} = \frac{N_{xy} \cdot c_1 - G_c \cdot (a_1 + c_1)}{b_1 - c_1} \quad (16.)$$

$$K_{xy} = \frac{1\,673 \cdot 1\,660 - 2\,256 \cdot (10 + 1\,660)}{680 - 1\,660}$$

$$K_{xy} = 1\,011 \text{ N}$$

Přítlačná síla na rukojeť

$$F_p = -2\,256 + 1\,673 + 1\,011$$

$$F_p = 428\,N$$

Přítlačná síla na rukojeti, při které ještě nedojde ke smýkání pojezdových kol po plechu je $F_p = 428\,N$.

6.1 Předběžný návrh vřetene

Pro návrh vřetene se uvažuje jako konečný materiál ušlechtilá konstrukční ocel 14 220.7.

Vlastnosti materiálu 14 220 [6]

Ocel je vhodná k cementování, dobře obrobitelná, s tvrdou cementovanou vrstvou a velkou pevností v jádře. Používá se na menší hřídele, ozubená kola, šneky, vačkové hřídele, vřetena obráběcích strojů, pístní čepy, pera, zubové spojky, trny, upínací nářadí a podobně.

Mez kluzu: $R_{e,14220.7} = 590\,MPa$

Mez pevnosti: $R_{m,14220.7} = 785\,MPa$

Návrh válcového konce vřetene se provádí předběžně z namáhání krutem. Vzhledem k zanedbanému ohybovému namáhání a budoucí drážce pro těsné pero, představující vrub, se vychází z dovoleného napětí v krutu $\tau_D = 25\,MPa$ [3].

$$\tau_k = \frac{M_k}{W_k} = \frac{M_{max}}{\frac{\pi}{16} \cdot d_{min}^3} \leq \tau_D \quad (17.)$$

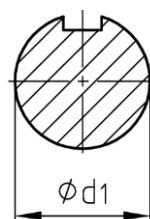
Odtud minimální průměr vřetene

$$M_{max} = 115\,500\,N \cdot mm$$

$$\tau_D = 25\,MPa \text{ [18]}$$

$$d_{min} \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_{max}}{\pi \cdot \tau_D}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 115\,500}{\pi \cdot 25}}$$

$$d_{min} \geq 28,7\,mm$$



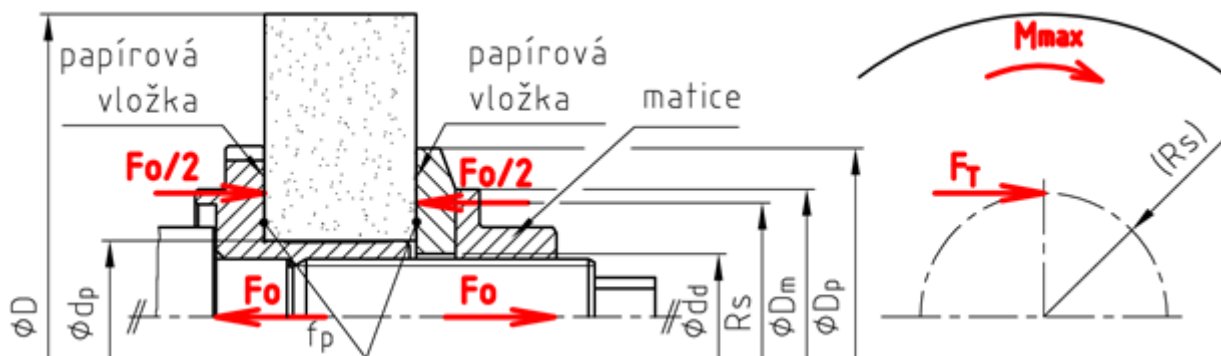
Obr. 23 Válcový konec vřetene

Volí se válcový konec vřetene $\phi d_1 = 30\,mm$ dle ČSN 01 4990 [6].

6.2 Upínání brusného kotouče

Přenos krouticího momentu z hřídele na příložku se provádí pomocí závitů. Z příložek se dále krouticí moment přenáší třením na brusný kotouč. Pro bezpečný přenos krouticího momentu

z hřídele na brusný kotouč se předepisuje utahovací moment, kterým má být utažena matice vyvozující přítlak mezi příložkami a kotoučem.



Obr. 24 Poměry na brusném kotouči

Vychází se z přenosu maximálního krouticího momentu elektromotoru.

Moment elektromotoru $M_{max} = 115\,500\, N \cdot mm$,

malý průměr příložky $d_p = 51\, mm$, [25]

vnější průměr příložky $D_p = 112\, mm$, [25]

součinitel tření mezi papírovou vložkou a příložkou $f_p = 0,2$ [16]

bezpečnost pro přenos momentu se volí $k_p = 1,5$.

Třecí poloměr

$$R_s = \frac{D_p + d_p}{4} = \frac{112 + 51}{4} = 40,75\, mm \quad (18.)$$

Potřebná třecí síla na třecím poloměru

$$2 \cdot F_T \cdot R_s = k_p \cdot M_{max} \quad (19.)$$

$$F_T = \frac{k_p \cdot M_{max}}{2 \cdot R_s} = \frac{1,5 \cdot 115\,500}{2 \cdot 40,75} = 2\,126\, N \quad (20.)$$

Potřebný přítlak na boky kotouče

$$F_o = \frac{F_T}{f_p} = \frac{2\,126}{0,2} = 10\,630\, N \quad (21.)$$

Utahovací moment šroubu za účelem vyvození přítlaku

Parametry závitu a matice [6]:

$d = 39\, mm$, $d_2 = 36,402\, mm$, $d_3 = 34,093\, mm$, $P = 4\, mm$, vrcholový úhel metrického závitu $\alpha = 60^\circ$.

Volí se součinitel tření v závitech $f_z = 0,12$.

Redukovaný třecí úhel

$$\varphi' = \arctg \frac{f_z}{\cos \frac{\alpha}{2}} = \arctg \frac{0,12}{\cos \frac{60}{2}} = 7,89^\circ \quad (22.)$$

Úhel stoupání závitu

$$\psi = \arctg \frac{P_h}{\pi \cdot d_2} = \arctg \frac{4}{\pi \cdot 36,402} = 2,0^\circ \quad (23.)$$

Kde P_h [mm] je stoupání závitu a d_2 [mm] je střední průměr závitu.

Třecí moment v závitech

$$M_{TZ} = F_o \cdot tg(\varphi' + \psi) \cdot \frac{d_2}{2} = 10\,630 \cdot tg(7,89 + 2,00) \cdot \frac{36,402}{2} = 33\,730 \text{ Nmm} \quad (24.)$$

Třecí moment pod maticí

$$M_{TM} = F_o \cdot f_m \cdot \frac{d_s}{2} = F_o \cdot f_m \cdot \frac{(d_d + D_m)}{4} \quad (25.)$$

Kde f_m [-] je součinitel tření pod maticí [22],

$d_d = 41 \text{ mm}$, $D_m = 85 \text{ mm}$, $f_m = 0,1$

$$M_{TM} = 10\,630 \cdot 0,1 \cdot \frac{(41 + 85)}{4} = 33\,485 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

Utahovací moment

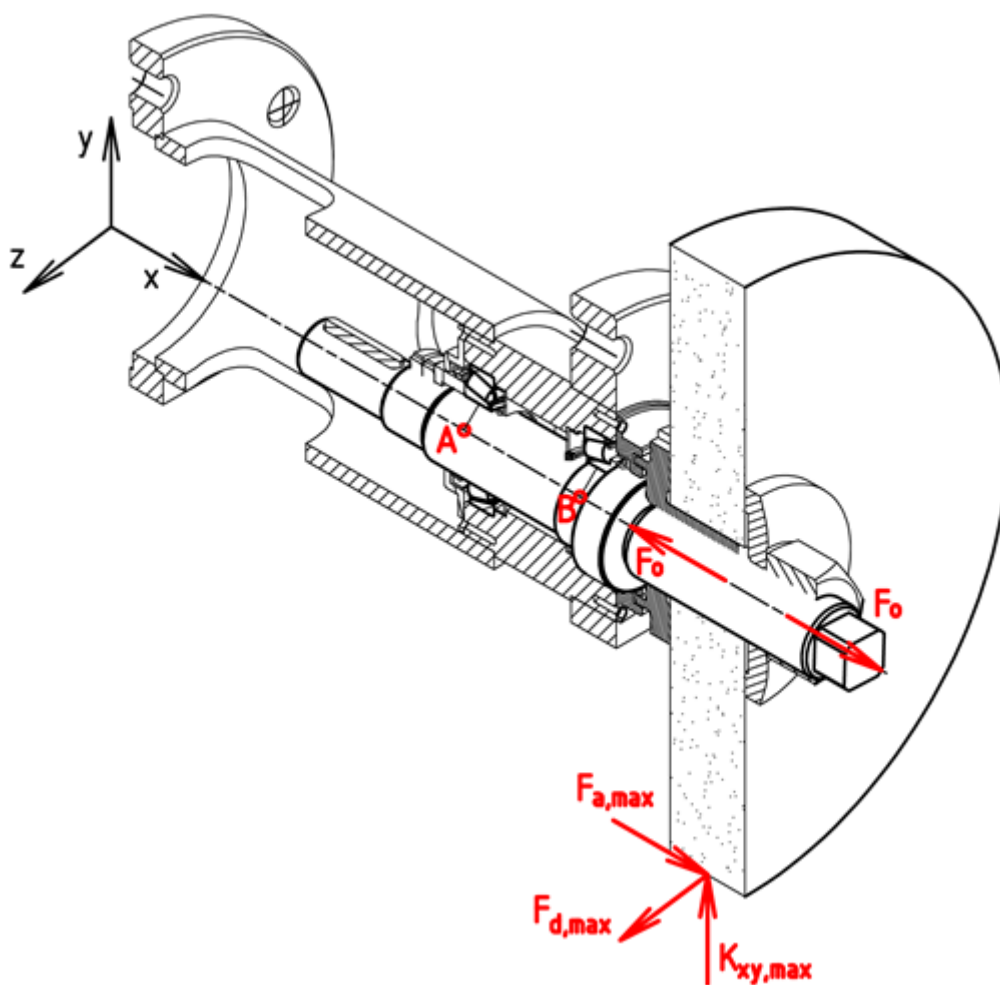
$$M_u = M_{TZ} + M_{TM} = 33\,730 + 33\,485 = 67\,215 \text{ N} \cdot \text{mm} = 67,2 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (26.)$$

6.3 Výpočet mezních reakčních sil na vřetení a vnitřní statické účinky

Výpočet se provádí vzhledem k maximálním hodnotám zatížení. Na vřetení při provozu mohou působit následující zatížení:

- maximální krouticí moment elektromotoru: $M_{max} = 115\,500 \text{ N} \cdot \text{mm}$,
- maximální radiální síla od přitlaku na kotouč: $K_{xy,max} = 3\,845 \text{ N}$,
- maximální řezná síla: $F_{d,max} = 1\,359 \text{ N}$,
- maximální uvažovaná síla na kotouči v axiálním směru: $F_{a,max} = 1000 \text{ N}$,
- osová síla ve vřetení od utažení matice u brusného kotouče: $F_o = 10\,630 \text{ N}$,
- osová síla od předepnutí ložisek se zanedbává

Mezní zatížení se dále uvažuje při statické kontrole hřídele a pro statickou kontrolu zvolených dílů.



Obr. 25 Silové poměry na vřetení

Výpočet reakcí v ložiskách a vyšetření průběhů vnitřních statických účinků probíhá v rovinách „x-y“ a „x-z“.

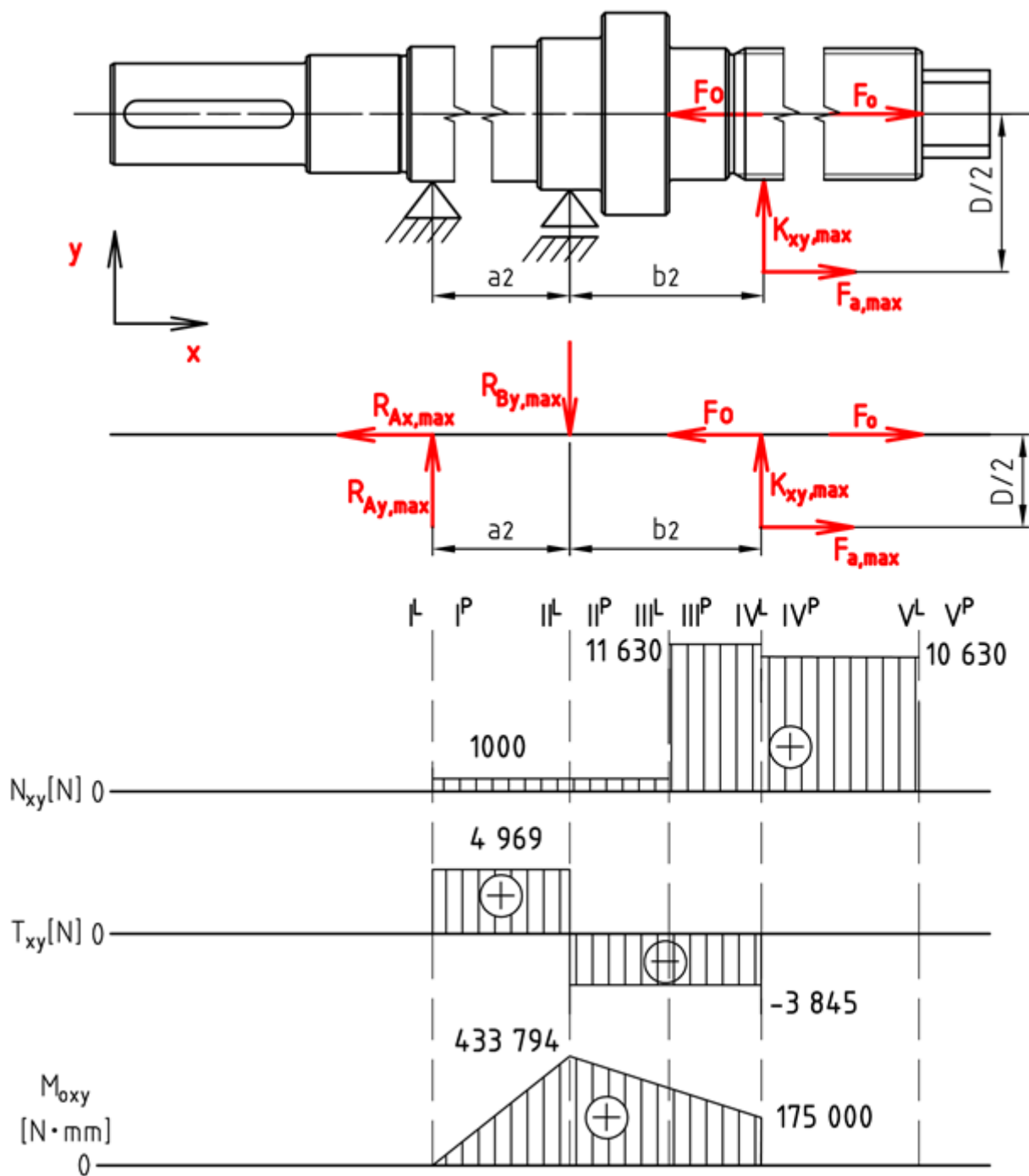
Rovina „x-y“

$$a_2 = 87,3 \text{ mm}, b_2 = 67,3 \text{ mm}, D = 350 \text{ mm}$$

$$F_{a,max} = 1000 \text{ N}$$

$$K_{xy,max} = 3845 \text{ N}$$

$$F_o = 10630 \text{ N}$$



Obr. 26 Výpočet mezních reakcí na vřetení a průběh vnitřních statických účinků v rovině „x-y“

$$\sum F_{i,x} = 0 \text{ N} \quad (27.)$$

$$R_{Ax,max} = F_{a,max} + F_o - F_o = 1000 \text{ N}$$

$$\sum F_{i,y} = 0 \text{ N} \quad (28.)$$

$$R_{Ay,max} - R_{By,max} + K_{xy,max} = 0$$

$$R_{Ay,max} = R_{By,max} - K_{xy,max}$$

$$\sum M_{iA,y} = 0 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad (29.)$$

$$-R_{By,max} \cdot a_2 + K_{xy,max} \cdot (a_2 + b_2) + F_{a,max} \cdot \frac{D}{2} = 0$$

$$R_{By,max} = \frac{K_{xy,max} \cdot (a_2 + b_2) + F_{a,max} \cdot \frac{D}{2}}{a_2} = \frac{3\,845 \cdot (87,3 + 67,3) + 1000 \cdot \frac{350}{2}}{87,3}$$

$$R_{By,max} = 8\,814\,N$$

$$R_{Ay,max} = 8\,814 - 3\,845 = 4\,969\,N$$

Vnitřní statické účinky v rovině „x-y“

Normálové síly N_{xy}

Zleva:

$$I^L: N_{xy} = 0\,N$$

$$I^P, II^L, II^P, III^L: N_{xy} = R_{Ax,max} = 1000\,N$$

$$III^P, IV^L: N_{xy} = R_{Ax,max} + F_o = 1000 + 10\,630 = 11\,630\,N$$

$$IV^P, V^L: N_{xy} = R_{Ax,max} + F_o - F_{a,max} = 1000 + 10\,630 - 1000 = 10\,630\,N$$

$$V^P: N_{xy} = 0\,N$$

Posouvající síly T_{xy}

Zleva:

$$I^L, IV^P, V^L, V^P: T_{xy} = 0\,N$$

$$I^P, II^L: T_{xy} = R_{Ay,max} = 4\,969\,N$$

$$II^P, III^L, III^P, IV^L: T_{xy} = R_{Ay,max} - R_{By,max} = 4\,969 - 8\,814 = -3\,845\,N$$

Ohybový moment $M_{o,xy}$

Zleva:

$$I^L, I^P, IV^P, V^L, V^P: M_{o,xy} = 0\,N \cdot mm$$

$$II^L, II^P: M_{o,xy} = R_{Ay,max} \cdot a_2 = 4\,969 \cdot 87,3 = 433\,794\,N \cdot mm$$

Zprava:

$$IV^L: M_{o,xy} = F_{a,max} \cdot \frac{D}{2} = 1000 \cdot \frac{350}{2} = 175\,000\,N \cdot mm$$

Rovina „x-z“

$$a_2 = 87,3\,mm, b_2 = 67,3\,mm, F_{d,max} = 1\,359\,N$$

$$\sum F_{i,z} = 0\,N \quad (30.)$$

$$R_{Az,max} - R_{Bz,max} + F_{d,max} = 0$$

$$R_{Az,max} = R_{Bz,max} - F_{d,max}$$

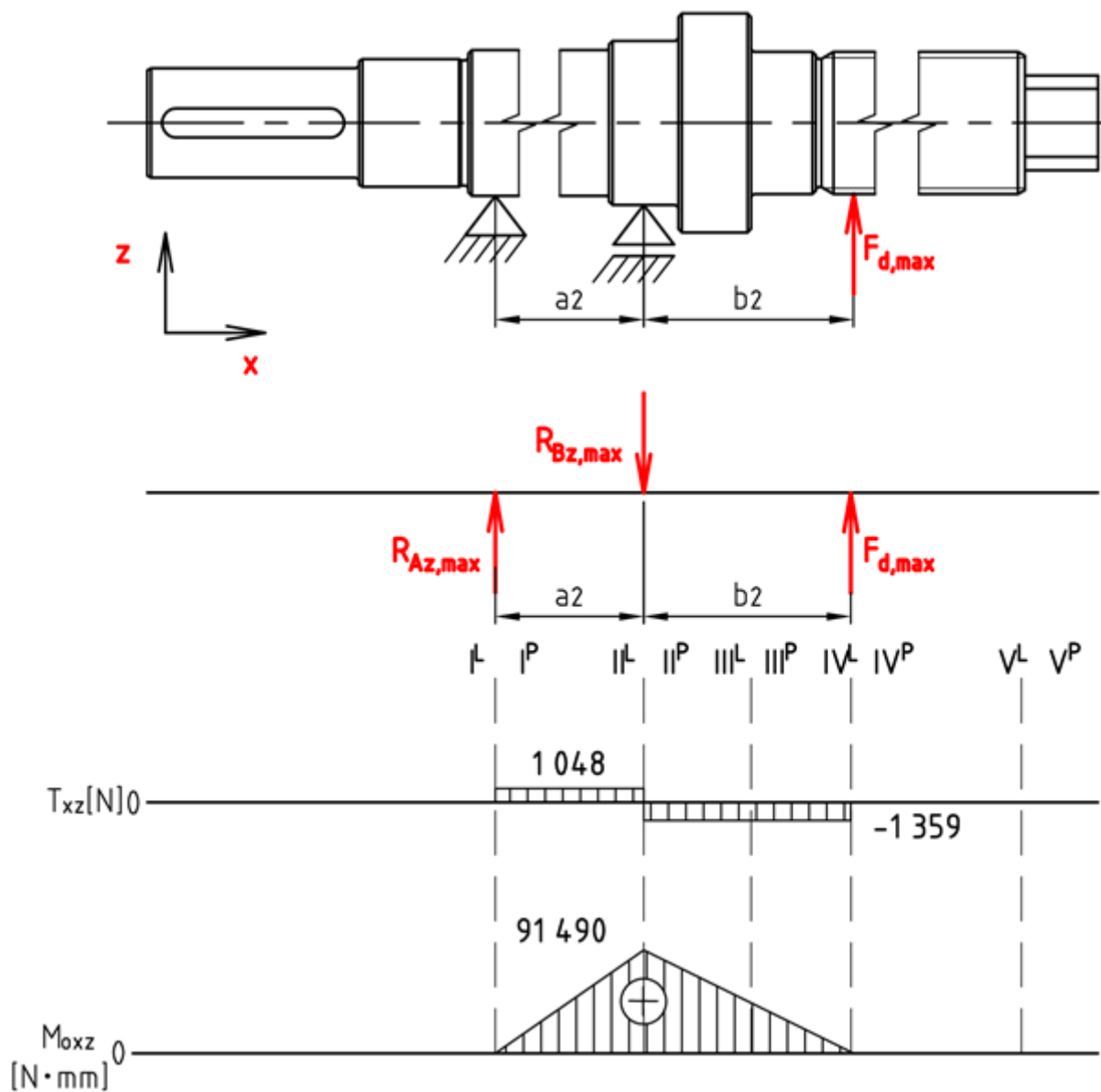
$$\sum M_{iA,z} = 0\,N \cdot mm \quad (31.)$$

$$-R_{Bz,max} \cdot a_2 + F_{d,max} \cdot (a_2 + b_2) = 0$$

$$R_{Bz,max} = \frac{F_{d,max} \cdot (a_2 + b_2)}{a_2} = \frac{1\,359 \cdot (87,3 + 67,3)}{87,3}$$

$$R_{Bz,max} = 2\,407\,N$$

$$R_{Az,max} = 2\,407 - 1\,359 = 1\,048\,N$$



Obr. 27 Výpočet mezních reakcí na vřetení a průběh vnitřních statických účinků v rovině „x-z“

Vnitřní statické účinky v rovině „x-z“

Posouvající síly T_{xz}

Zleva:

$$I^L, IV^P, V^L, V^P: T_{xz} = 0\,N$$

$$I^P, II^L: T_{xz} = R_{Az,max} = 1\,048\,N$$

$$II^P, III^L, III^P, IV^L: T_{xz} = R_{Az,max} - R_{Bz,max} = 1\,048 - 2\,407 = -1\,359\,N$$

Ohybový moment $M_{o,xz}$

Zleva:

$$I^L, I^P, IV^L, IV^P, V^L, V^P: M_{o,xz} = 0 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$II^L, II^P: M_{o,xz} = R_{Az,max} \cdot a_2 = 1\,048 \cdot 87,3 = 91\,490 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

Výsledná maximální reakce – podpora A

Výsledná axiální reakční síla:

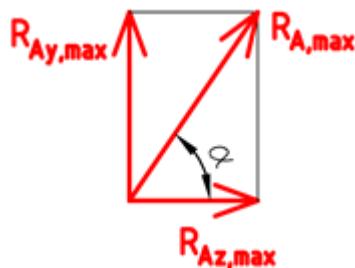
$$R_{Ax,max} = 1000 \text{ N}$$

Výsledná radiální reakční síla

$$R_{A,max} = \sqrt{R_{Ay,max}^2 + R_{Az,max}^2}$$

$$R_{A,max} = \sqrt{4\,969^2 + 1\,048^2}$$

$$R_{A,max} = 5\,078 \text{ N}$$



Obr. 28 Výsledná maximální reakce v podpoře A

$$\alpha = \arctg \frac{R_{Ay,max}}{R_{Az,max}} = \arctg \frac{4\,969}{1\,048} = 78,1^\circ$$

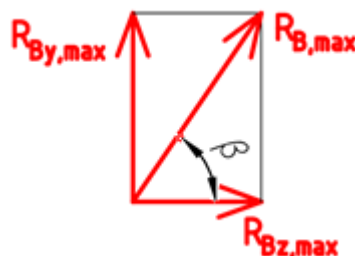
Výsledná maximální reakce – podpora B

$$R_{B,max} = \sqrt{R_{By,max}^2 + R_{Bz,max}^2}$$

$$R_{B,max} = \sqrt{8\,814^2 + 2\,407^2} = 9\,137 \text{ N}$$

$$\beta = \arctg \frac{R_{By,max}}{R_{Bz,max}}$$

$$\beta = \arctg \frac{8\,814}{2\,407} = 74,7^\circ$$



Obr. 29 Výsledná maximální reakce v podpoře B

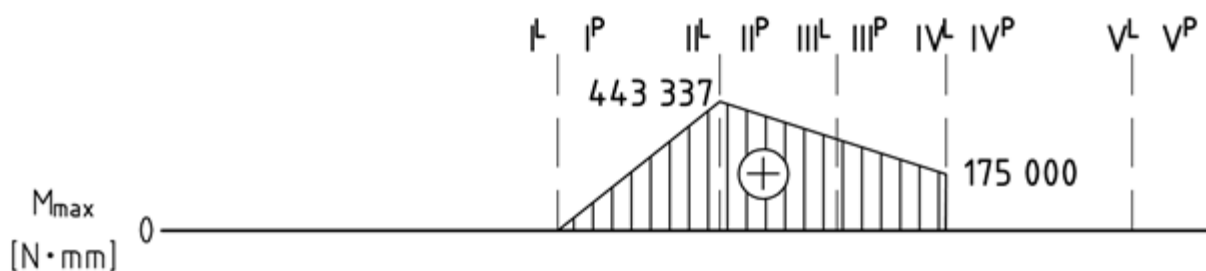
Výsledný ohybový moment

Jedná se o prostorovou křivku. Hodnota výsledného ohybového momentu v libovolném bodě vřetene se určí:

$$M_{o,max} = \sqrt{M_{o,xy}^2 + M_{o,xz}^2} [\text{N} \cdot \text{mm}] \quad (32.)$$

$$II^L, II^P: M_{o,max} = \sqrt{433\,794^2 + 91\,490^2} = 443\,337 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$IV^L, IV^P: M_{o,max} = M_{o,xy} = 175\,000 \text{ N} \cdot \text{mm}$$



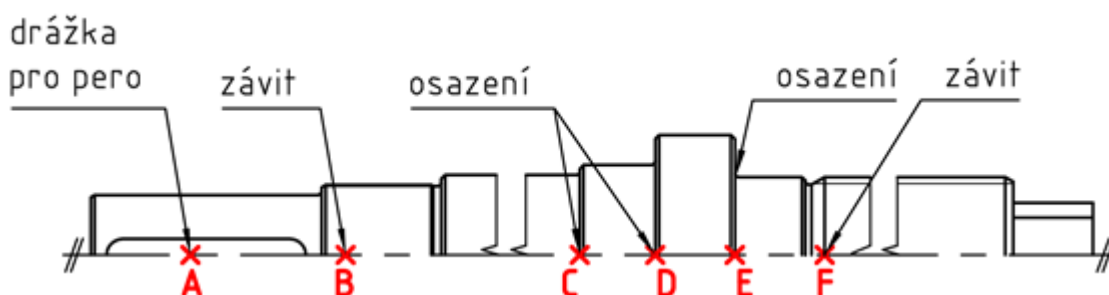
Obr. 30 Výsledný ohybový moment

Výpočet reakcí a vnitřních statických účinků při běžném předpokládaném provozním stavu se uvádí v příloze:

PŘÍLOHA B - Výpočet provozních reakčních sil na vřetení a vnitřní statické účinky

6.4 Statická kontrola vřetene

Spočívá v určení statické bezpečnosti proti plastické deformaci materiálu v nejvíce namáhaném místě vřetene. Výpočet se provádí pro největší hodnoty zatížení při provozu zařízení. Jsou vytipovaná místa pro kontrolu, znázorněná na Obr. 31, mezi které patří drážka pro pero, osazení a závity. Do výpočtu se zahrnuje jejich vrubový účinek.



Obr. 31 Vytipovaná místa pro výpočet statické bezpečnosti vřetene

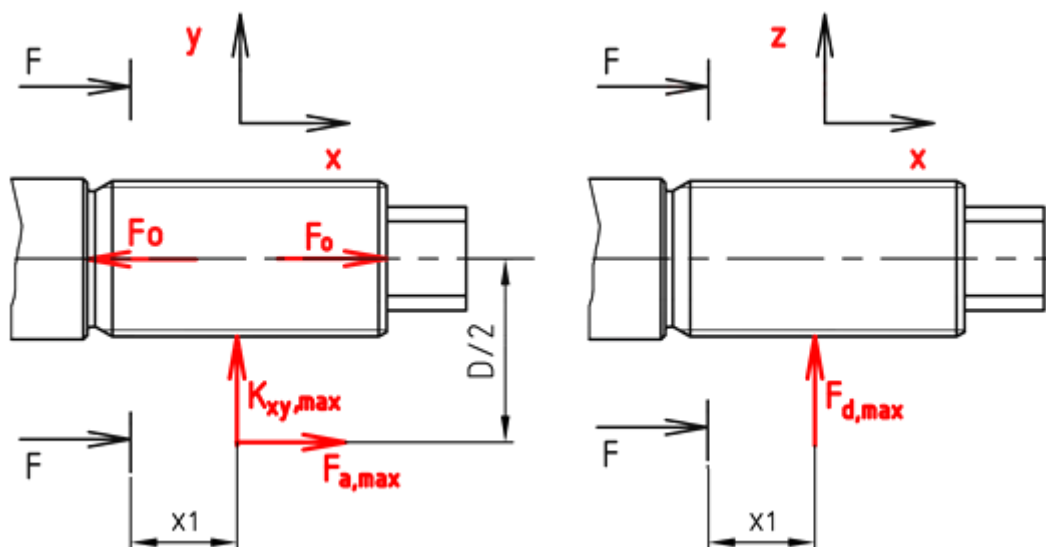
Příklad výpočtu pro místo F

V daném místě na vřeteno působí:

- maximální krouticí moment elektromotoru: $M_{max} = 115\,500\,N \cdot mm$,
- maximální radiální síla od přitlaku na kotouč: $K_{xy,max} = 3\,845\,N$,
- maximální řezná síla: $F_{d,max} = 1\,359\,N$,
- maximální uvažovaná síla na kotouči v axiálním směru: $F_{a,max} = 1000\,N$,
- osová síla ve vřetení od utažení matice u brusného kotouče: $F_o = 10\,630\,N$,
- osová síla od předepnutí ložisek se zanedbává.

Vzdálenost místa od působících sil: $x_1 = 28\,mm$

Uvažovaný průměr kotouče: $D = 350\,mm$



Obr. 32 Určení statické bezpečnosti pro místo F

Ohybový moment v rovině „x-y“

$$M_{oF,xy,MAX} = K_{xy,max} \cdot x_1 + F_{a,max} \cdot \frac{D}{2} = 3\,845 \cdot 28 + 1000 \cdot \frac{350}{2} \quad (33.)$$

$$M_{oF,xy,MAX} = 282\,660 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

Ohybový moment v rovině „x-z“

$$M_{oF,xz,MAX} = F_{d,max} \cdot x_1 = 1\,359 \cdot 28 = 38\,052 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad (34.)$$

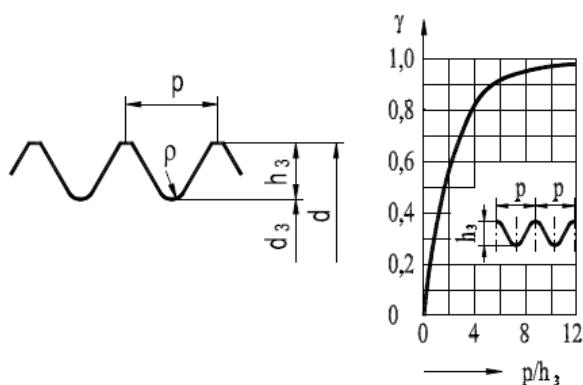
Výsledný ohybový moment

$$M_{oF,MAX} = \sqrt{M_{oF,xy,MAX}^2 + M_{oF,xz,MAX}^2} \quad (35.)$$

$$M_{oF,MAX} = \sqrt{282\,660^2 + 38\,052^2} = 285\,210 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

Součinitel koncentrace napětí

Určuje se pro závit M 39: $d = 39 \text{ mm}$, $d_2 = 36,402 \text{ mm}$, $d_3 = 34,093 \text{ mm}$, $P = 4 \text{ mm}$ [6]



Obr. 33 Zmírňující účinek vrubu γ [2]

Pro určení součinitele koncentrace napětí se postupuje dle [2].

$$h_3 = \frac{d - d_3}{2} = \frac{39 - 34,093}{2} = 2,4535 \text{ mm} \quad (36.)$$

$$\frac{p}{h_3} = \frac{4}{2,4535} = 1,63 \rightarrow \text{určuje se zmírňující účinek vrubu } \gamma = 0,40 \quad (37.)$$

$$h'_3 = \gamma \cdot h_3 = 0,40 \cdot 2,4535 = 0,9814 \text{ mm} \quad (38.)$$

$$d'_3 = d - 2 \cdot h'_3 = 39 - 2 \cdot 0,9814 = 37,04 \text{ mm} \quad (39.)$$

$$\frac{d}{d'_3} = \frac{39}{37,04} = 1,053 \rightarrow \text{Určují se konstanty } B = 1,0272, b = 0,25256 \text{ [2]} \quad (40.)$$

$$\rho = 0,144338 \cdot P_h = 0,1443 \cdot 4 = 0,57735 \text{ mm} \quad (41.)$$

Pak součinitel koncentrace napětí pro ohyb je:

$$\alpha_{\sigma F} = B \cdot \left(\frac{\rho}{d'_3} \right)^{-b} + 0,8 \cdot \frac{d}{8 \cdot h_3} = 1,0272 \cdot \left(\frac{0,57735}{37,16} \right)^{-0,25256} + 0,8 \cdot \frac{39}{8 \cdot 2,4535} \quad (42.)$$

$$\alpha_{\sigma F} = 4,5$$

Dále se volí součinitel koncentrace napětí pro krut $\alpha_{\tau F} = 4,5$.

Výpočet redukovaného napětí v místě F

Ohybové napětí v místě F

$$\sigma_{oF, \max} = \frac{M_{oF, \max}}{W_{oF}} \cdot \alpha_{\sigma F} = \frac{32 \cdot M_{oF, \max}}{\pi \cdot d_F^3} \cdot \alpha_{\sigma F} = \frac{32 \cdot 285\,210}{\pi \cdot 34,093^3} \cdot 4,5 = 329,9 \text{ MPa} \quad (43.)$$

Kde $d_F = d_3 = 34,093 \text{ mm}$ je nosný průřez v místě F.

Tahové napětí v místě F

$$\sigma_{tF, \max} = \frac{F_o + F_{a, \max}}{S_F} \cdot \alpha_{\sigma F} = \frac{4 \cdot (F_o + F_{a, \max})}{\pi \cdot d_f^2} \cdot \alpha_{\sigma F} \quad (44.)$$

$$\sigma_{tF, \max} = \frac{4 \cdot (10\,630 + 1000)}{\pi \cdot 34,093^2} \cdot 4,5 = 57,3 \text{ MPa}$$

Napětí v krutu v místě F

$$\tau_{kF, \max} = \frac{M_{kF, \max}}{W_{kF}} \cdot \alpha_{\tau F} = \frac{16 \cdot M_{\max}}{\pi \cdot d_F^3} \cdot \alpha_{\tau F} = \frac{16 \cdot 115\,500}{\pi \cdot 34,093^3} \cdot 4,5 = 66,8 \text{ MPa} \quad (45.)$$

Redukované napětí v místě F

$$\sigma_{redF,MAX} = \sqrt{(\sigma_{oF,MAX} + \sigma_{tF,MAX})^2 + 3 \cdot \tau_{kF,MAX}^2} \quad (46.)$$

$$\sigma_{redF,MAX} = \sqrt{(329,9 + 57,3)^2 + 3 \cdot 66,8^2} = 404,1 \text{ MPa}$$

Statická bezpečnost v místě F

$$k_{sF} = \frac{R_{e,14220.7}}{\sigma_{redF,MAX}} = \frac{590}{404,1} = 1,46 \quad (47.)$$

Kde $R_{e,14220.7}$ [MPa] je mez kluzu materiálu součásti.[6]

V ostatních místech se postupuje obdobně. O statické bezpečnosti vřetene rozhoduje nejnižší z bezpečností ve všech zkoumaných průřezích, v tomto případě průřez F. Minimální statická bezpečnost se dle [3] doporučuje volit $k_{s,min} = 1,5 \div 2$.

Uvažované zatížení vychází z mezních stavů na zařízení. Lze usuzovat, že horší kombinace namáhání nenastane a vřeteno tak vyhovuje statické kontrole.

6.5 Dynamická kontrola vřetene

Úkolem dynamické kontroly je předejít únavovému lomu součásti. Jedná se o mezní stav, kdy k poruše dojde v důsledku působení dynamického zatížení při napětí výrazně nižším, než je mez pevnosti daného materiálu. U hřídelí se většinou jedná o střídavě souměrné ohybové namáhání ve spojení se statickým krutem. Uvažuje se výpočet na oblast trvalé pevnosti. Výpočet na únavu vřetene spočívá v kontrole bezpečnosti oproti napětí na mezi únavy v nebezpečných průřezích. Jedná se o osazení, zápichy, drážky pro pera, nákrůžky, díry pro mazání, nalisování a podobně. Nebezpečný průřez je charakterizován velikostí vrubového účinku. Ten se vyjadřuje pomocí součinitele vrubu β_σ [-]. Jeho hodnotu lze stanovit pomocí různých metod, mezi které patří například metoda Neuberova, Thumova, Petersonova, Heywoodova, Němcova a další.

Příklad výpočtu pro místo F – první nosný závit

Mez únavy hladkého vzorku v ohybu pro ocel 14 220.7 [5]

$$\sigma_{oC} = 0,44 \cdot R_{m14220.7} = 0,44 \cdot 785 = 345,4 \text{ MPa} \quad (48.)$$

Kde $R_{m14220.7}$ [MPa] je mez pevnosti materiálu hřídele [6].

Výpočet vrubového součinitele $\beta_{\sigma F}$ [-] podle Neubergera [5].

$$\beta_{\sigma F} = 1 + \frac{\alpha_{\sigma F} - 1}{1 + \frac{\sqrt{A}}{\sqrt{\rho_F}}} = 1 + \frac{4,5 - 1}{1 + \frac{0,25}{\sqrt{0,57735}}} = 3,63 \quad (49.)$$

Kde

$\alpha_{\sigma F}$	[-]	je součinitel koncentrace napětí v místě F,
\sqrt{A}	$[mm^{-0,5}]$	je Neuberova konstanta [5],
ρ_F	$[mm]$	je poloměr vrubu v místě F.

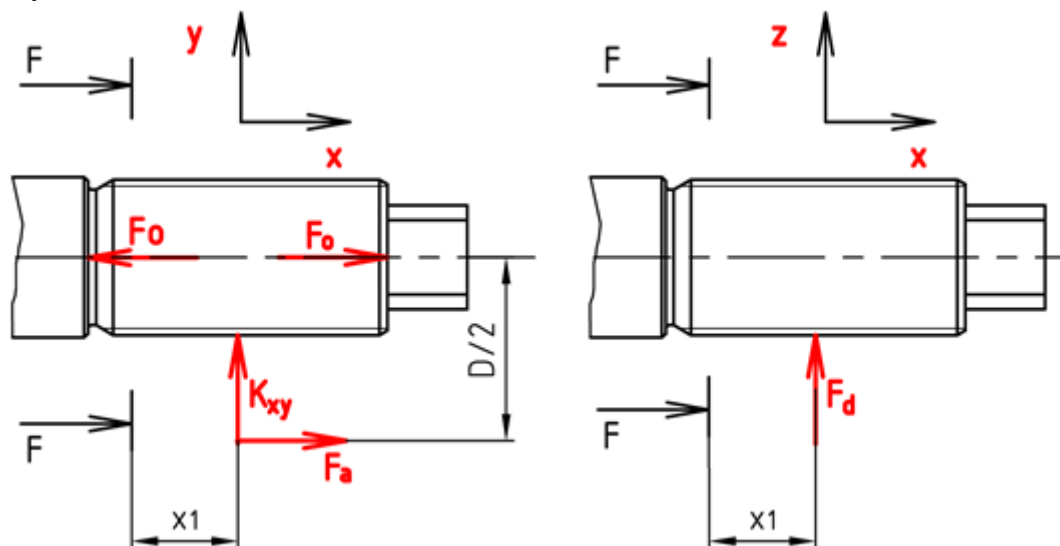
Mez únavy skutečné součásti

$$\sigma_{oC,F}^* = \sigma_{oC} \cdot \frac{\varepsilon_{vF} \cdot \eta_{pF}}{\beta_{\sigma F}} = 345,4 \cdot \frac{0,75 \cdot 0,75}{3,63} = 53,1 \text{ MPa}$$

Kde

ε_{vF}	[-]	je součinitel velikosti součásti v místě F [5],
η_{pF}	[-]	je součinitel kvality povrchu v místě F [5],
$\beta_{\sigma F}$	[-]	je vrubový součinitel v místě F.

Ohybový moment v místě F



Obr. 34 Namáhání místa „F“ pro výpočet dynamické bezpečnosti

Ohybový moment v rovině „x-y“

$$M_{oF,xy} = K_{xy} \cdot x_1 + F_a \cdot \frac{D}{2} = 1\,011 \cdot 28 + 500 \cdot \frac{350}{2} = 115\,808 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad (50.)$$

Ohybový moment v rovině „x-z“

$$M_{oF,xz} = F_d \cdot x_1 = 425 \cdot 28 = 11\,900 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad (51.)$$

Výsledný ohybový moment

$$M_{oF} = \sqrt{M_{oF,xy}^2 + M_{oF,xz}^2} \quad (52.)$$

$$M_{oF} = \sqrt{115\,808^2 + 11\,900^2} = 116\,418 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

Ohybové napětí v místě F

$$\sigma_{oF} = \frac{32 \cdot M_{oF}}{\pi \cdot d_F^3} = \frac{32 \cdot 116\,418}{\pi \cdot 34,093^3} = 29,9 \text{ MPa} \quad (53.)$$

Tahové napětí v místě F

$$\sigma_{tF} = \frac{F_o}{S} = \frac{4 \cdot F_o}{\pi \cdot d_F^2} = \frac{4 \cdot 10\,630}{\pi \cdot 34,093^2} = 11,6 \text{ MPa} \quad (54.)$$

Výsledná amplituda napětí - zjednodušeně

$$\sigma_F = \sigma_{oF} + \sigma_{tF} = 29,9 + 11,6 = 41,5 \text{ MPa} \quad (55.)$$

Součinitel dynamické bezpečnosti v místě F

$$k_{dF} = \frac{\sigma_{oC,F}^*}{\sigma_F} = \frac{53,1}{41,5} = 1,28 \quad (56.)$$

Součinitel statické bezpečnosti v krutu pro místo F

$$\tau_{kF} = \frac{M_{kF}}{W_{kF}} \cdot \alpha_{\tau F} = \frac{16 \cdot M_n}{\pi \cdot d_F^3} \cdot \alpha_{\tau F} = \frac{16 \cdot 36\,100}{\pi \cdot 34,093^3} \cdot 4,5 = 20,9 \text{ MPa} \quad (57.)$$

$$(58.)$$

$$k_{\tau F} = 0,577 \cdot \frac{R_{e,14220,7}}{\tau_{kF}} = 0,577 \cdot \frac{590}{20,9} = 16,2$$

Výsledná bezpečnost pro místo F

$$k_{vF} = \frac{k_{dF} \cdot k_{\tau F}}{\sqrt{k_{dF}^2 + k_{\tau F}^2}} = \frac{1,28 \cdot 16,2}{\sqrt{1,28^2 + 16,2^2}} = 1,28 \quad (59.)$$

Minimální výslednou bezpečnost je možno pro danou součást volit dle [5] $k_{v,min} = 1,2$.

$k_{vF} > k_{v,min}$, $1,28 > 1,2 \rightarrow$ Součást z hlediska dynamického namáhání vyhovuje.

6.6 Návrh ložisek pro uložení vřetene

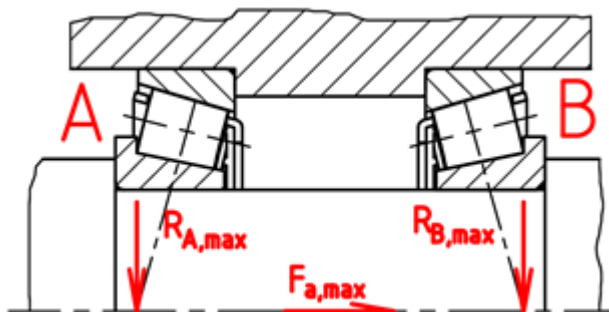
S ohledem na provedenou rešerši se volí uložení vřetene do kuželíkových ložisek. Vzhledem k připojovacím rozměrům se volí: ložisko A – 30208, ložisko B – 30209 [12].

Tab. 2 Vlastnosti ložisek [12]

Ložisko	Typ	Základní statická únosnost	Základní dynamická únosnost	Výpočtové součinitelé		
		$C_0[kN]$	$C[kN]$	Y	Y_0	e
A	30208 J2/Q	68	61,6	1,6	0,9	0,37
B	30209 J2/Q	76,5	66	1,5	0,8	0,40

6.6.1 Statická kontrola ložisek

Pro stanovení statické bezpečnosti ložiska je potřeba určit jeho ekvivalentní zatížení. Na to má v případě kuželíkových ložisek vliv jejich uspořádání a povaha zatěžování.



Obr. 35 Uspořádání ložisek do „O“ s axiální provozní silou

Stanovení ekvivalentního zatížení ložisek [11]

Následující vztahy neuvažují vůle při provozu ložisek, ani jejich provoz s předpětím.

$$R_{A,max} = 5\,078\text{ N}, R_{B,max} = 9\,137\text{ N}, F_{a,max} = 1000\text{ N}$$

$$\frac{R_{B,max}}{Y_B} \geq \frac{R_{A,max}}{Y_A}, \quad \text{pak } F_{aB,max} = \frac{0,5 \cdot R_{B,max}}{Y_B}, F_{aA,max} = F_{aB,max} + F_{a,max} \quad (60.)$$

Kde

$R_{A,max}, R_{B,max}$ jsou maximální radiální síly v ložisku A, B [N],

$F_{a,max}$ je maximální provozní síla v axiálním směru [N],

Y_A, Y_B jsou výpočtové součinitele pro ložisko A, B [-],

$F_{aA,max}, F_{aB,max}$ jsou výsledné axiální síly na ložisko A, B [N].

$$\frac{9\,137}{1,5} \geq \frac{5\,078}{1,6}$$

$$6\,091 > 3\,174 \quad \text{Podmínka je splněna.}$$

$$F_{aB,max} = \frac{0,5 \cdot 9\,137}{1,5} = 3\,046\text{ N}$$

$$F_{aA,max} = 3\,046 + 1000 = 4\,046\text{ N}$$

Ekvivalentní statické zatížení ložiska „A“

$$P_{0,A} = 0,5 \cdot R_{A,max} + Y_{0,A} \cdot F_{aA,max} \quad (61.)$$

$$P_{0,A} = 0,5 \cdot 5\,078 + 0,9 \cdot 4\,046$$

$$P_{0,A} = 6\,180\text{ N}$$

Ekvivalentní statické zatížení ložiska „B“

$$P_{0,B} = 0,5 \cdot R_{B,max} + Y_{0,B} \cdot F_{aB,max} \quad (62.)$$

$$P_{0,B} = 0,5 \cdot 9\,137 + 0,8 \cdot 3\,046 = 7\,005\,N$$

$$P_{0,B} < R_{B,max} \quad \rightarrow \quad \mathbf{P_{0,B} = R_{B,max} = 9\,137\,N}$$

Statická bezpečnost ložiska „A“

$$s_A = \frac{C_{0A}}{P_{0A}} = \frac{68\,000}{6\,180} \quad (63.)$$

$$s_A = 11$$

Statická bezpečnost ložiska „B“

$$s_B = \frac{C_{0B}}{P_{0B}} = \frac{76\,500}{9\,137} \quad (64.)$$

$$s_B = 8,4$$

Doporučená minimální bezpečnost: $s_{min} = 1$ [12]

Ložiska vyhovují z hlediska statické únosnosti.

6.6.2 Základní trvanlivost ložisek

Úkolem je stanovit základní trvanlivost zvolených ložisek. Do výpočtu vstupují tato zatížení:

$R_A = 1\,812\,N$, $R_B = 2\,893\,N$, $F_a = 500\,N$, viz Příloha B

$$\frac{R_B}{Y_B} \geq \frac{R_A}{Y_A}, \quad \text{pak } F_{aB} = \frac{0,5 \cdot R_B}{Y_B}, F_{aA} = F_{aB} + F_a \quad [11] \quad (65.)$$

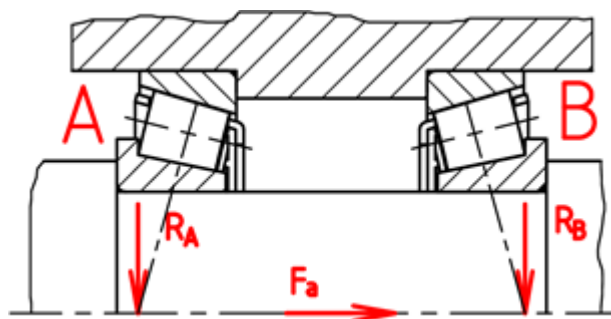
Kde

R_A, R_B jsou provozní radiální síly v ložisku A, B [N],

F_a je provozní síla v axiálním směru [N],

Y_A, Y_B jsou výpočtové součinitele pro ložisko A, B [-],

F_{aA}, F_{aB} jsou výsledné axiální síly na ložisko A, B [N].



Obr. 36 Zatěžující síly pro výpočet trvanlivosti ložisek

$$\frac{2\,893}{1,5} \geq \frac{1\,812}{1,6}$$

$1\,929 > 1\,133$ Podmínka je splněna, axiální síly v ložiskách se určí:

$$F_{aB} = \frac{0,5 \cdot 2\,893}{1,5} = 964\,N$$

$$F_{aA} = 964 + 500 = 1\,464\,N$$

Ekvivalentní dynamické zatížení ložiska „A“

$$\frac{F_{aA}}{R_A} > e_A \quad (66.)$$

$$\frac{1\,464}{1\,812} > 0,37$$

$0,81 > 0,37$ Podmínka platí, ekvivalentní dynamické zatížení se určí:

$$P_A = 0,4 \cdot R_A + Y_A \cdot F_{aA} \quad (67.)$$

Kde

R_A je provozní radiální síla v ložisku A [N],

Y_A je výpočtový součinitel pro ložisko A [-],

F_{aA} je výsledná axiální síla na ložisko A [N].

$$P_A = 0,4 \cdot 1\,812 + 1,6 \cdot 1\,464$$

$$P_A = 3\,067\,N$$

Základní trvanlivost ložiska „A“

$$L_{A10} = \left(\frac{C_A}{P_A} \right)^p \quad (68.)$$

Kde

C_A je základní dynamická únosnost ložiska „A“ [kN],

P_A je ekvivalentní dynamické zatížení ložiska „A“ [kN],

p je exponent rovnice trvanlivosti pro ložiska s čárovým stykem [11]

$$L_{A10} = \left(\frac{61,6}{3,067} \right)^{\frac{10}{3}} = 22\,024\,mil.\,ot.$$

Základní trvanlivost ložiska „A“ v hodinách

$$L_{A10h} = \frac{10^6}{60 \cdot n_n} \cdot L_{10} [hod] \quad (69.)$$

Kde

n_n jsou otáčky ložiska [min^{-1}],

L_{10} je základní trvanlivost ložiska [$mil.\,ot.$]

$$L_{A10h} = \frac{10^6}{60 \cdot 1\,455} \cdot 22\,024 = 252\,280 \text{ hod}$$

Ekvivalentní dynamické zatížení ložiska „B“

$$\frac{F_{aB}}{R_B} < e_B \quad (70.)$$

$$\frac{964}{2\,893} < 0,40$$

$$0,33 < 0,40$$

Podmínka platí, ekvivalentní dynamické zatížení se určí:

$$P_B = R_B = 2\,893 \text{ N} \quad (71.)$$

Základní trvanlivost ložiska „B“

$$L_{B10} = \left(\frac{C_B}{P_B} \right)^p \quad (72.)$$

Kde

C_B je základní dynamická únosnost ložiska „B“ [kN],

P_B je ekvivalentní dynamické zatížení ložiska „B“ [kN],

p je exponent rovnice trvanlivosti pro ložiska s čárovým stykem [11]

$$L_{B10} = \left(\frac{66}{2,893} \right)^{\frac{10}{3}} = 33\,676 \text{ mil. ot.}$$

Základní trvanlivost ložiska „B“ v hodinách

$$L_{B10h} = \frac{10^6}{60 \cdot n_n} \cdot L_{10} [\text{hod}] \quad (73.)$$

Kde

n_n jsou otáčky ložiska [min^{-1}],

L_{10} je základní trvanlivost ložiska [mil. ot.]

$$L_{A10h} = \frac{10^6}{60 \cdot 1\,455} \cdot 33\,676 = 385\,750 \text{ hod}$$

6.7 Výpočet svarových spojení

Následující výpočty jsou zaměřeny na kontrolu svarů zařízení. Uvažuje se použití přídavného materiálu *E-K 103* [10] s minimální mezí kluzu $R_{es} = 330 \text{ MPa}$. Základní materiál se volí konstrukční ocel *11 373* [6].

Kontrola svarových spojení na uložení vřetena

Nejvíce namáhaný je SVAR 1, viz Obr. 37. Pro tento svarový spoj je proveden kontrolní výpočet.

Ohybový moment v rovině „x-y“

$$M_{os1,xy} = -F_{p,max} \cdot s_2 + R_{By,max} \cdot s_3 = -1\,589 \cdot 1\,170 + 8\,814 \cdot 23,5 \quad (74.)$$

$$M_{os1,xy} = -1\,652\,001 \, N \cdot mm$$

Ohybový moment v rovině „x-z“

$$M_{os1,xz} = -R_{\check{c},max} \cdot s_2 + R_{Bz,max} \cdot s_3 = -556 \cdot 1\,170 + 2\,407 \cdot 23,5 \quad (75.)$$

$$M_{os1,xz} = -593\,956 \, N \cdot mm$$

Celkový ohybový moment

$$M_{os1} = \sqrt{M_{os1,xy}^2 + M_{os1,xz}^2} = \sqrt{(-1\,652\,001)^2 + (-593\,956)^2} \quad (76.)$$

$$M_{os1} = 1\,755\,532 \, N \cdot mm$$

Napětí z namáhání na ohyb

$$\tau_{\perp}^{M_{os1}} = \frac{M_{os1}}{W_{os1}} = \frac{M_{os1}}{\frac{\pi}{32} \cdot [(d_{s1} + 2 \cdot a_{s1})^4 - d_{s1}^4]} = \frac{1\,755\,532}{\frac{\pi}{32} \cdot [(120 + 2 \cdot 4)^4 - 120^4]} \quad (77.)$$

$$\tau_{\perp}^{M_{os1}} = 18,7 \, MPa$$

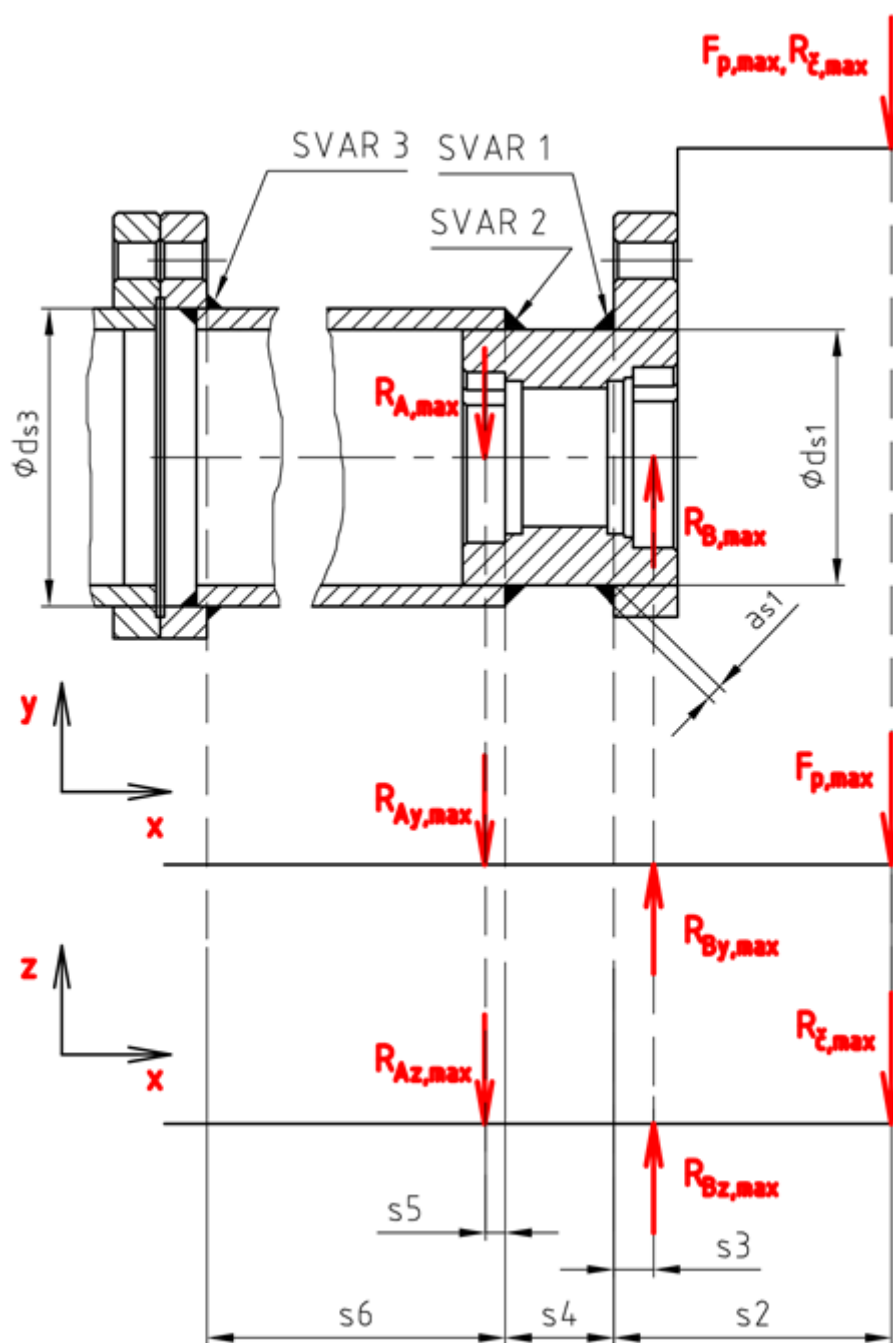
Ostatní napětí od působících sil jsou zanedbatelná.

$$\tau_{\perp}^{M_{os1}} < k_3 \cdot \frac{R_{e,s}}{k_s}$$

Kde k_3 je převodní součinitel koutového svaru [6].

$$18,7 \, MPa < 0,75 \cdot \frac{330}{2}$$

$$18,7 \, MPa < 123,8 \, MPa \quad \rightarrow \quad \text{Navržené svarové spojení pevnostně vyhovuje.}$$



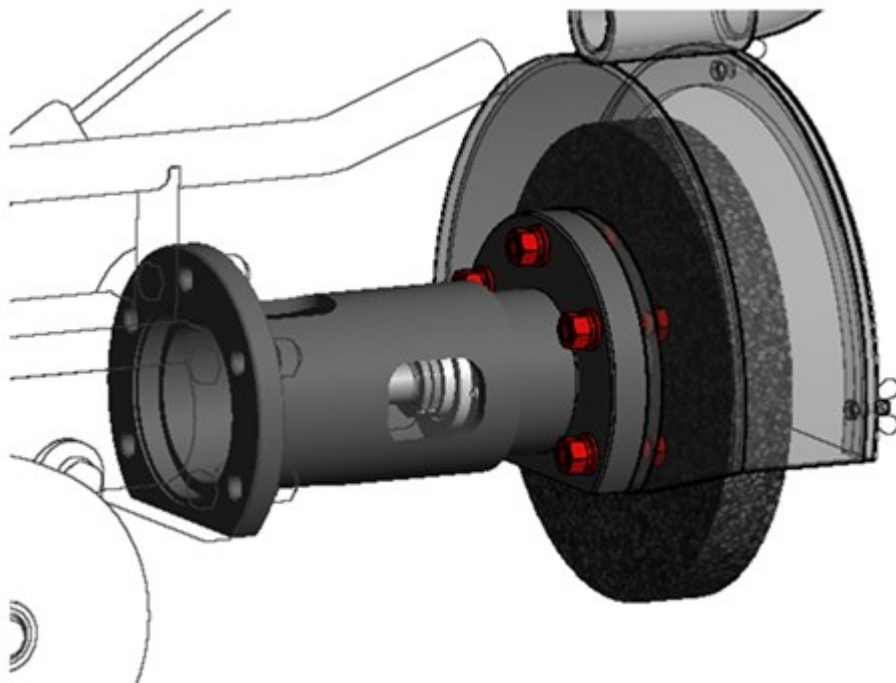
Obr. 37 Schéma svařence uložení s rozkladem sil

Tab. 3 Bezpečnosti svarů

Svar číslo	Průměr trubky	Výška svaru	Modul průřezu v ohybu svaru	Ohybový moment (x-y)	Ohybový moment (x-z)	Ohybový moment celkový	Napětí	Bezpečnost svaru
	d_s [mm]	a_s [mm]	W_{os} [mm ³]	$M_{os,xy}$ [N · mm]	$M_{os,xz}$ [N · mm]	M_{os} [N · mm]	τ_{\perp}^{Mos} [MPa]	k_s [—]
1	120	4	93688,58	1651361	594765	1755203	18,7	13,2
2	120	4	93688,58	1282969	500436	1377115	14,7	16,8
3	140	4	126864,6	722073	310322	785932	6,2	40,0

6.8 Kontrola šroubových spojů

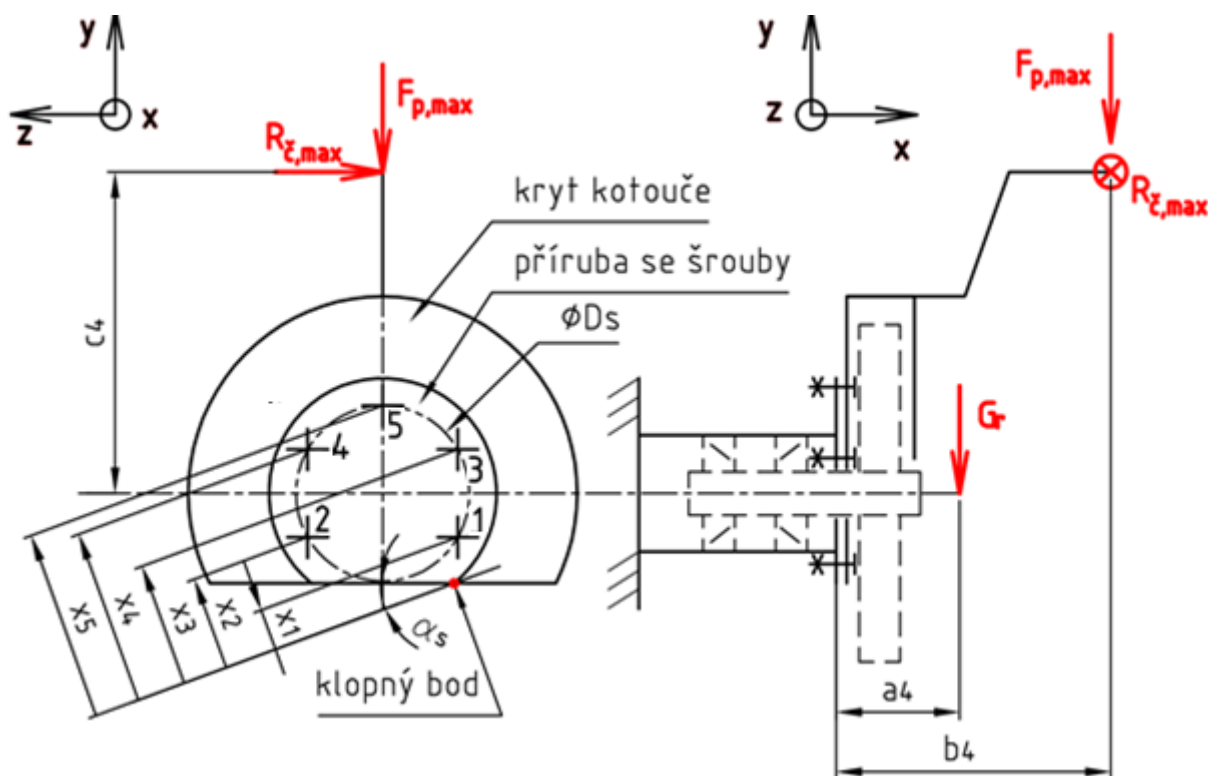
Pro spojení přírub uložení se navrhují šrouby M16. Výpočet se provádí pro nejvíce namáhaný šroubový spoj v místě připojení krytu brusného kotouče a uložení vřetene.



Obr. 38 Šrouby pro výpočet (zvýrazněny červeně)

Tab. 4 Tabulka parametrů šroubového spojení [6]

Parametr	Označení	Velikost	Rozměr
Velký průměr závitu	d	16	[mm]
Střední průměr závitu	d_2	14,701	[mm]
Malý průměr závitu	d_3	13,546	[mm]
Stoupání	P_h	2	[mm]
Úhel profilu	α	60	[°]
Zaoblení dna závitu	R_z	0,289	[mm]
Výška hlavy šroubu	k	10	[mm]
Výška matice	h	14,8	[mm]
Výška pružné podložky	l_{p1}	3,5	[mm]
Výška ploché podložky	l_{p2}	3	[mm]
Průměr díku šroubu	d_s	16	[mm]
Průměr osazení u hlavy	d_h	22,49	[mm]
Délka závitu za maticí	l_{zb}	12	[mm]
Tloušťka přírub	$l_{př}$	44	[mm]
Průměr otvoru v přírubě pro šroub	d_o	17,5	[mm]
Velikost klíče	s_k	24	[mm]



Obr. 39 Provozní síly namáhající šroubové spoje u krytu kotouče

Ve výpočtu se uvažuje působení maximální přítláčné síly $F_{p,max}[N]$, reakční síly obsluhy $R_{cz,max}[N]$, kterou se zachycuje řezná síla a vlastní tíha krytu s rukojetí $G_r [N]$. Uvažuje se použití počtu šroubů $i_s = 5$ dle Obr. 39. Hodnota tíhové síly je $G_r = 196 \text{ N}$ [27].

Provozní síly v jednotlivých šroubech

Ohybový moment k rovině připojení v rovině „x-y“

$$M_{os,xy} = G_r \cdot a_4 + F_{p,max} \cdot b_4 = 196 \cdot 150 + 1\,589 \cdot 1\,200 = 1\,936\,200 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad (78.)$$

Ohybový moment k rovině připojení v rovině „x-z“

$$M_{os,xz} = R_{cz,max} \cdot b_4 = 556 \cdot 1\,200 = 667\,200 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad (79.)$$

Výsledný ohybový moment

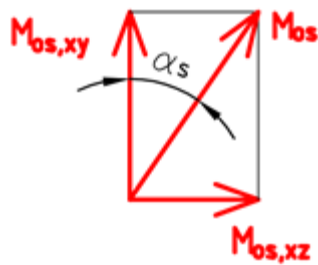
$$M_{os} = \sqrt{M_{os,xy}^2 + M_{os,xz}^2} = \sqrt{1\,936\,200^2 + 667\,200^2} = 2\,047\,932 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad (80.)$$

Úhel α_s

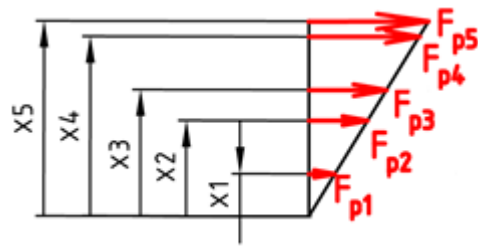
$$\alpha_s = \arctg\left(\frac{M_{os,xz}}{M_{os,xy}}\right) = \arctg\left(\frac{667\,200}{1\,936\,200}\right) = 19^\circ$$

Momentová rovnováha

$$M_{os} = F_{p1} \cdot x_1 + F_{p2} \cdot x_2 + F_{p3} \cdot x_3 + F_{p4} \cdot x_4 + F_{p5} \cdot x_5 \quad (81.)$$



Obr. 40 Úhel α_s



Obr. 41 Provozní síly na místě jednotlivých šroubů

Dále se uvažuje:

$$\frac{F_{p1}}{x_1} = \frac{F_{p2}}{x_2} = \frac{F_{p3}}{x_3} = \frac{F_{p4}}{x_4} = \frac{F_{p5}}{x_5}$$

Odtud:

$$F_{p2} = \frac{F_{p1} \cdot x_2}{x_1}, F_{p3} = \frac{F_{p1} \cdot x_3}{x_1}, F_{p4} = \frac{F_{p1} \cdot x_4}{x_1}, F_{p5} = \frac{F_{p1} \cdot x_5}{x_1}$$

Pak

$$M_{os} = F_{p1} \cdot x_1 + F_{p1} \cdot \frac{x_2^2}{x_1} + F_{p1} \cdot \frac{x_3^2}{x_1} + F_{p1} \cdot \frac{x_4^2}{x_1} + F_{p1} \cdot \frac{x_5^2}{x_1}$$

$$F_{p1} = \frac{M_{os}}{x_1 + \frac{x_2^2}{x_1} + \frac{x_3^2}{x_1} + \frac{x_4^2}{x_1} + \frac{x_5^2}{x_1}} = \frac{2\,047\,932}{29,5 + \frac{81,5^2}{29,5} + \frac{117^2}{29,5} + \frac{169^2}{29,5} + \frac{187^2}{29,5}} = 713\,N$$

$$F_{p2} = \frac{713 \cdot 81,5}{29,5} = 1\,970\,N$$

$$F_{p3} = \frac{713 \cdot 117}{29,5} = 2\,828\,N$$

$$F_{p4} = \frac{713 \cdot 169}{29,5} = 4\,085\,N$$

$$F_{p5} = \frac{713 \cdot 187}{29,5} = 4\,520\,N$$

Minimální síla mezi přírubami

Pro to, aby šroubový spoj bezpečně plnil svou funkci, je nutné, aby se provozní síly v rovině připojení přenesly třením mezi přírubami a šroub nebyl namáhán na stříh.

Třecí síla na jeden šroub od přitlačné síly $F_{p,max}$

$$F_{p,1s} = \frac{F_{p,max}}{i_s} = \frac{1\,589}{5} = 317,8\,N \quad (82.)$$

Třecí síla na jeden šroub od reakční síly obsluhy $R_{\check{c},max}$

$$F_{\check{c},max,1s} = \frac{R_{\check{c},max}}{i_s} = \frac{556}{5} = 111,2 \text{ N} \quad (83.)$$

Třecí síla na jeden šroub od tíhové síly G_r

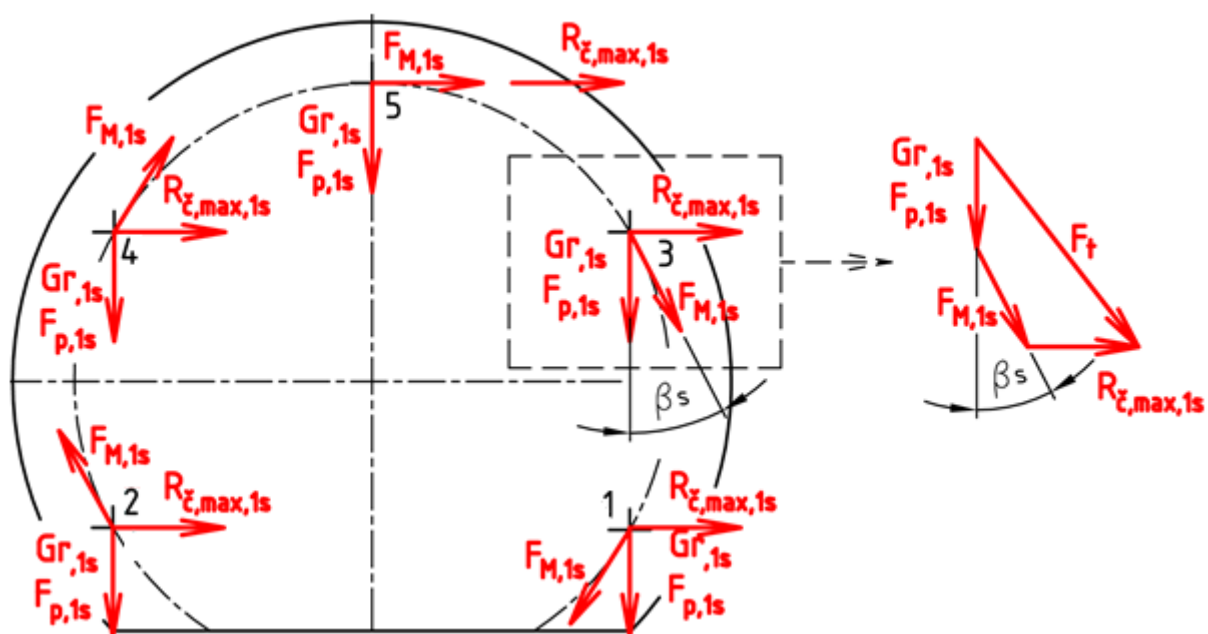
$$G_{r,1s} = \frac{G_r}{i_s} = \frac{196}{5} = 39,2 \text{ N} \quad (84.)$$

Krouticí moment od síly $R_{\check{c},max}$

$$M_r = R_{\check{c},max} \cdot c_4 = 556 \cdot 850 = 472\,600 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad (85.)$$

Síla na šroubu od krouticího momentu M_r

$$F_{M,1s} = \frac{2 \cdot M_r}{D_s \cdot i_s} = \frac{2 \cdot 472\,600}{185 \cdot 5} = 1\,022 \text{ N} \quad (86.)$$



Obr. 42 Třecí síly v oblasti jednotlivých šroubů

Největší výslednou třecí sílu F_t přenáší šroubový spoj číslo 3 dle Obr. 42.

Úhel $\beta_s = 30^\circ$ [27] vychází z rozmístění šroubů.

$$F_t = \sqrt{[G_{r,1s} + F_{p,1s} + F_{M,1s} \cdot \cos(\beta_s)]^2 + [R_{\check{c},max,1s} + F_{M,1s} \cdot \sin(\beta_s)]^2} \quad (87.)$$

$$F_t = \sqrt{[39,2 + 317,8 + 1\,022 \cdot \cos(30)]^2 + [111,2 + 1\,022 \cdot \sin(30)]^2}$$

$$F_t = 1\,389 \text{ N}$$

Odtud potřebná síla mezi přírubami $F_{př,min}$

$$F_{př,min} = \frac{F_t \cdot k_p}{f_0} = \frac{1\,389 \cdot 4}{0,15} = 37\,040\,N \quad (88.)$$

Kde k_p [-] je bezpečnost přenosu síly třením,

f_0 [-] je statický součinitel smykového tření ocel – ocel [22].

Minimální síla mezi přírubami pro bezpečný přenos provozních sil je $F_{př,min} = 37\,040\,N$.

Tuhosti šroubů a přírub

Výpočet je proveden v příloze: **PŘÍLOHA C – Výpočet tuhosti šroubů a přírub**

Tuhost šroubu v tahu

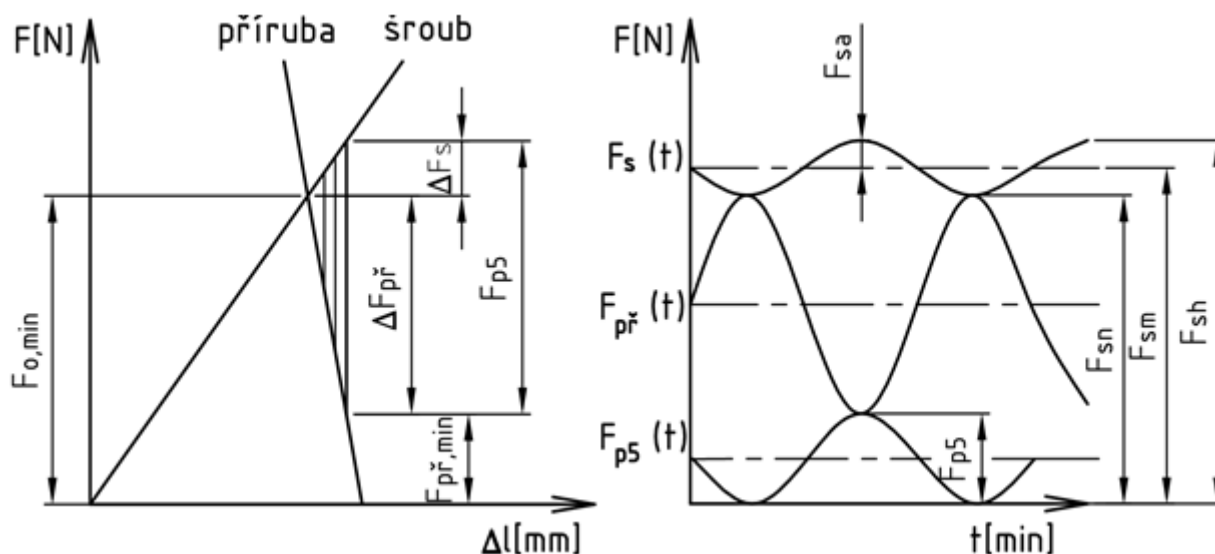
$$c_s = 603\,619\,N \cdot mm^{-1}$$

Tuhost přírub v tlaku

$$c_{př} = 6\,783\,832\,N \cdot mm^{-1}$$

Stanovení předpětí ve šroubu

Vlivem působení provozních sil a poddajnosti šroubu a přírub dochází k poklesu síly mezi přírubami a nárůstu osově síly ve šroubu. Za využití diagramu předepjatého šroubového spoje se určuje potřebné předpětí ve šroubu tak, aby se zajistila potřebná síla mezi přírubami. Největší provozní síla $F_{p5} = 4\,520\,N$ připadá na šroub číslo 5. Výpočet se provádí pro tento šroub.



Obr. 43 Diagram předepjatého spoje s průběhem sil ve šroubu a přírubě vlivem provozní síly – schéma pro výpočet

Pokles síly v přírubě

$$\Delta F_{př} = F_{p5} \cdot \frac{c_{př}}{c_{př} + c_s} = 4\,520 \cdot \frac{6\,783\,832}{6\,783\,832 + 603\,619} = 4\,151\,N \quad (89.)$$

Minimální předepínací síla ve šroubu

$$F_{sn} = F_{o,min} = \Delta F_{př} + F_{př,min} = 4\,151 + 37\,040 = 41\,191\,N \quad (90.)$$

Amplituda síly ve šroubu

$$F_{sa} = \frac{F_{p5} \cdot \frac{c_s}{c_{př} + c_s}}{2} = \frac{4\,520 \cdot \frac{603\,619}{6\,783\,832 + 603\,619}}{2} = 185\,N \quad (91.)$$

Střední síla ve šroubu

$$F_{sm} = F_{sn} + F_{sa} = 41\,191 + 185 = 41\,376\,N \quad (92.)$$

Horní síla ve šroubu

$$F_{sh} = F_{sn} + 2 \cdot F_{sa} = 41\,191 + 2 \cdot 185 = 41\,561\,N \quad (93.)$$

Spodní tahové napětí ve šroubu

$$\sigma_{tsn} = \frac{F_{sn}}{\frac{\pi \cdot d_3^2}{4}} = \frac{41\,191}{\frac{\pi \cdot 13,546^2}{4}} = 285,8\,MPa \quad (94.)$$

Horní tahové napětí ve šroubu

$$\sigma_{tsh} = \frac{F_{sh}}{\frac{\pi \cdot d_3^2}{4}} = \frac{41\,561}{\frac{\pi \cdot 13,546^2}{4}} = 288,4\,MPa \quad (95.)$$

Amplitudové tahové napětí ve šroubu

$$\sigma_{tsa} = \frac{F_{sa}}{\frac{\pi \cdot d_3^2}{4}} = \frac{185}{\frac{\pi \cdot 13,546^2}{4}} = 1,3\,MPa \quad (96.)$$

Redukovaný třecí úhel

$$\varphi' = \arctg \frac{f_z}{\cos \frac{\alpha}{2}} = \arctg \frac{0,12}{\cos \frac{60}{2}} = 7,89^\circ \quad (97.)$$

Úhel stoupání závitu

$$\psi = \arctg \frac{P_h}{\pi \cdot d_2} = \arctg \frac{2}{\pi \cdot 14,701} = 2,47^\circ \quad (98.)$$

Třecí moment v závitech

$$M_{TZ} = F_{o,min} \cdot tg(\psi + \varphi') \cdot \frac{d_2}{2} = 41\,191 \cdot tg(2,47 + 7,89) \cdot \frac{14,701}{2} \quad (99.)$$

$$M_{TZ} = 55\,351\,N \cdot mm$$

Třecí moment pod maticí

$$M_{TM} = F_{o,min} \cdot f_m \cdot \frac{d_s}{2} = F_{o,min} \cdot f_m \cdot \frac{(d_o + s_k)}{4} = 41\,191 \cdot 0,1 \cdot \frac{(17,5 + 24)}{4} \quad (100.)$$

$$M_{TM} = 42\,736 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

Výsledný utahovací moment

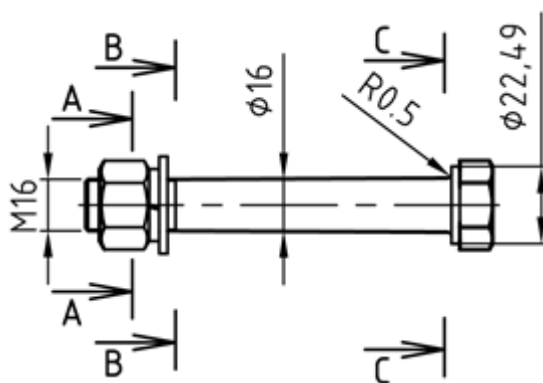
$$M_U = M_{TZ} + M_{TM} = 55\,351 + 42\,736 = 98\,087 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad (101.)$$

Předepisuje se utahovací moment pro spojovací šrouby M16: $M_U = 100 \pm 5 \text{ N} \cdot \text{m}$.

Statická bezpečnost šroubu ze statického namáhání krutem

Uvažuje se pevnostní skupina šroubů 12.9: $R_{ms} = 1\,200 \text{ MPa}$, $R_{es} = 1\,080 \text{ MPa}$.

[2]



Obr. 44 Šrouby s vytipovanými místy pro pevnostní kontrolu

Napětí ve šroubu v krutu

$$\tau_{ks} = \frac{M_{TZ}}{W_{ks}} = \frac{M_{TZ}}{\frac{\pi \cdot d_3^3}{16}} = \frac{55\,351}{\frac{\pi \cdot 13,546^3}{16}} = 113,4 \text{ MPa} \quad (102.)$$

$$k_{\tau A} = 0,577 \cdot \frac{R_{es}}{\tau_{ks}} = 0,577 \cdot \frac{1\,080}{113,4} = 5,5 \quad (103.)$$

$k_{\tau A} > k_{\tau D}$, $5,5 > 2$ Šroub vyhovuje z hlediska statické bezpečnosti vůči krutu.

Dynamická kontrola šroubu

Tab. 5 Součinitele koncentrace napětí pro vybraná místa [2], [4]

Místo	Součinitel koncentrace napětí v tahu α_σ
A – první nosný závit v matici	4,1
B – volný závit	2,8
C – přechod díku u hlavy	2,8

Pro výpočet se volí místo s největší koncentrací napětí – místo A-A.

Mez únavy v tahu hladkého vzorku [4]

$$\sigma_{C,A} \cong 0,35 \cdot R_{ms} = 0,35 \cdot 1\,200 = 420 \text{ MPa} \quad (104.)$$

Výpočet vrubového součinitele $\beta_{\sigma A}$ [-] podle Neubergera [5].

$$\beta_{\sigma A} = 1 + \frac{\alpha_{\sigma A} - 1}{1 + \frac{\sqrt{A}}{\sqrt{\rho_A}}} = 1 + \frac{4,1 - 1}{1 + \frac{0,12}{\sqrt{0,289}}} = 3,53 \quad (105.)$$

Mez únavy skutečné součásti

$$\sigma_{C,A}^{\times} = \sigma_{C,A} \cdot \frac{\varepsilon_{vA} \cdot \eta_{pA}}{\beta_{\sigma A}} = 420 \cdot \frac{0,925 \cdot 0,70}{3,53} = 77,0 \text{ MPa}$$

Součinitel sbíhavosti (citlivost k asymetrii cyklu) hladké součásti [4]

$$\psi \cong 0,02 + 2 \cdot R_{ms} \cdot 10^{-4} = 0,02 + 2 \cdot 1200 \cdot 10^{-4} = 0,26 \quad (106.)$$

Součinitel sbíhavosti skutečné součásti v místě A-A

$$\psi^{\times} = \frac{\psi}{\beta_{\sigma A}} \cdot \varepsilon_{vA} \cdot \eta_{pA} = \frac{0,26}{3,53} \cdot 0,925 \cdot 0,70 = 0,048 \quad (107.)$$

Dynamická bezpečnost vůči mezní amplitudě [4]

$$k_{\sigma a,A} = \frac{\sigma_{C,A}^{\times} - \psi^{\times} \cdot \sigma_{tSn}}{(1 + \psi^{\times}) \cdot \sigma_{tSa}} = \frac{77,0 - 0,048 \cdot 285,8}{(1 + 0,048) \cdot 1,3} = 46,4 \quad (108.)$$

Dynamická bezpečnost vůči hornímu napětí [4]

$$k_{\sigma h,A} = \frac{2 \cdot \sigma_{C,A}^{\times} + (1 - \psi^{\times}) \cdot \sigma_{tSn}}{(1 + \psi^{\times}) \cdot \sigma_{tSh}} = \frac{2 \cdot 77,0 + (1 - 0,048) \cdot 285,8}{(1 + 0,048) \cdot 288,4} = 1,38 \quad (109.)$$

Dynamická bezpečnost šroubu se doporučuje dle [4] volit $k_{\sigma a}, k_{\sigma h} > 1,7$. Vzhledem k provozování šroubů stejné velikosti na zařízení v minulosti bez poruchy a uvažování mezního zatížení zařízení pro výpočet lze dynamickou bezpečnost $k_{\sigma a,A} = 46,4, k_{\sigma h,A} = 1,38$ považovat za vyhovující.

Výsledná bezpečnost šroubu

$$k_{vA} = \frac{k_{\sigma h,A} \cdot k_{\tau A}}{\sqrt{k_{\sigma h,A}^2 + k_{\tau A}^2}} = \frac{1,37 \cdot 5,5}{\sqrt{1,37^2 + 5,5^2}} = 1,33 \quad (110.)$$

$$k_{vA} \in (1,1 \div 1,7) [4]$$

$$1,1 < 1,33 < 1,7$$

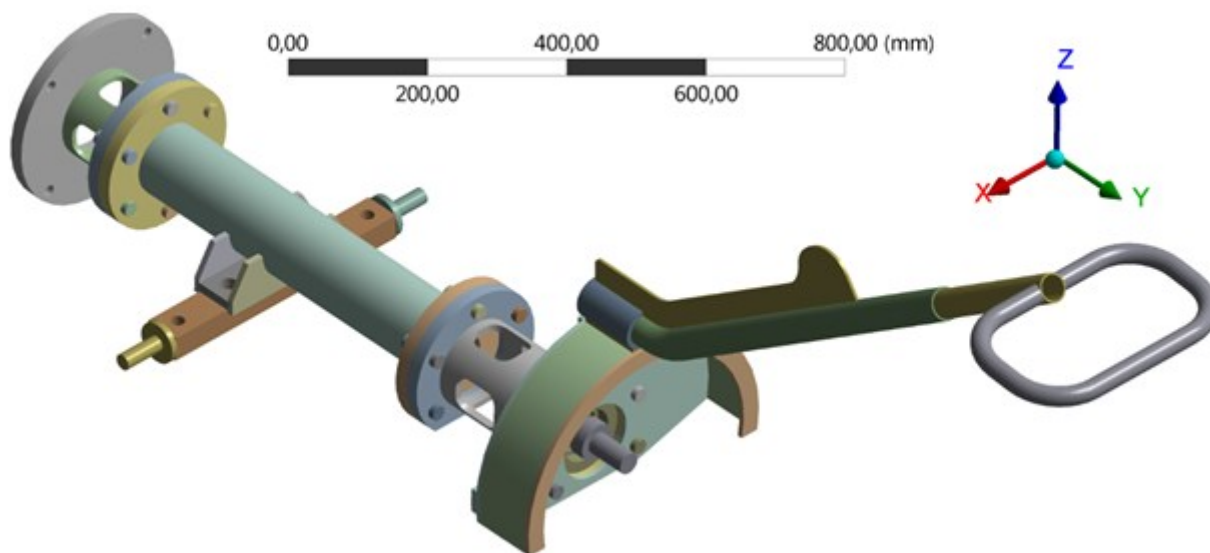
Šroub je navržen optimálně, výsledná bezpečnost je vyhovující.

6.9 MKP analýza rámu stroje

Rám se vyšetřuje jako celek pomocí konečnoprvkového řešiče Ansys Workbench [26]. Oblastí zájmu je napjatost v rámu stroje a jeho deformace. Je simulována vlastní hmotnost zařízení, působení přitlačné síly člověka na rukojeť stroje, předpětí ve šroubech a krouticí moment elektromotoru.

Geometrie

Je převzatá z modelů součástí, vytvořených v software Autodesk Inventor [27] ve formátu Parasolid *.X-B. Za účelem snadnější tvorby sítě byla odstraněna většina sražení, zaoblení a některých otvorů. Za účelem simulace šroubového spojení byly zjednodušeně vymodelovány šrouby s maticemi.



Obr. 45 Upravená geometrie rámu

Tvorba sítě, aplikace okrajových podmínek a výsledky se uvádí v příloze: **PŘÍLOHA D – MKP analýza rámu stroje**

Vyhodnocení MKP analýzy

Pro výrobu součástí z plechů se uvažuje ocel *S 355 J2* s mezí kluzu $R_{e,S355} = 355 \text{ MPa}$ [24]. Maximální napětí na součásti dosahují hodnot 250 MPa . Bezpečnost proti trvalým deformacím je:

$$k_{TD} = \frac{355}{250} = 1,42$$

Pro výrobu ostatních dílů se uvažuje ocel *I 1373* s mezí kluzu $R_{e,I1373} = 186 \text{ MPa}$ [6]. Napětí na těchto dílech nedosahuje hodnoty blízké mezi kluzu materiálu.

Z analýzy je patrné, že pro spolehlivý provoz šroubových spojů je nutné vyvodit předpětí ve šroubech alespoň 41 kN . Zařízení jak pevnostně, tak deformačně vyhovuje.

7 Závěr

Konstrukční změny na zařízení vedou k eliminaci házení brusného kotouče při broušení. Je tak dosaženo uložení vřetene do kuželíkových ložisek *30208 J2/Q* a *30209 J2/Q* a vystředěním příložek brusného kotouče.

Ložiska jsou mazána plastickým mazivem. Doporučuje se plastické mazivo *SKF LGEV2* s intervalem mazání *6 650* provozních hodin [14]. Spojovací hřídel se ukládá do kuličkových zakrytých ložisek *6007 2RZ*. Trvanlivost plastického maziva v zakrytých ložiskách se udává *100 000* provozních hodin [15]. Za účelem tlumení rázů při provozu zařízení se volí pro spojení hřídelí pružné hřídelové spojky *GRM S 28/38 B L* [23].

Pro jednodušší manipulaci se zařízením se snižuje jeho hmotnost z původních *260 kg* na *230 kg*. Uvažuje se použití kol s kuličkovými ložisky namísto kol s kluznými ložisky za účelem snížení odporu zařízení proti pohybu. Z důvodu možných vysokých teplot obráběných plechů se používají litinová pojezdová kola. Rukojeť zařízení je pro lepší přizpůsobení obsluze výškově stavitelná. Zároveň zařízení disponuje stavitelným závažím tak, aby si obsluha mohla nastavit případný přítlak na brusný kotouč, nebo stroj vyvážit.

Rám stroje a pohyblivé díly jsou podrobeny pevnostním kontrolám.

8 Seznam použité literatury

- [1] Havlík, J. *Konstrukce strojních částí tekutinových systémů – cvičení*. Ostrava. Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava
- [2] Havlík, J. *Výpočty a konstrukce strojních dílů*. Učební texty. Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava, 2007.
- [3] Kaláb, K. *Části a mechanismy strojů pro bakaláře. Části pohonů strojů*. VŠB-TUO, Ostrava: Polypress s.r.o., 2012.
- [4] Kaláb, K. *Návrh a výpočet dynamicky namáhaného šroubu přírubového spoje. Vysokoškolská příručka*. Ostrava. Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava, 2013.
- [5] Moravec, V., Pišťáček, D. *Pevnost a životnost dynamicky namáhaných strojních součástí. Vybrané statě*. Ostrava. Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava, 2013.
- [6] Leinveber, J., Vávra, P. *Strojnické tabulky. Druhé doplnění vydání*. Úvaly: Albra, 2005, 907s., ISBN 80-7361-011-6.
- [7] SEDLÁK, Pavel. *Deskripce ložisek pro rotační pohyb*. Brno, 2009, Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně. Fakulta strojního inženýrství, Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky.
- [8] ING. PAVELKOVÁ a ING. PALÁT. *Vzorník častých vad na pleších: Technologický příkaz TPŘ-ISO-260-718. 3*. Vítkovice Steel, 2014.
- [9] FAG. *Die Gestaltung von Walzlagerungen. Konstruktionsbeispiele aus dem maschinen, Fahrzeug und Gerätebau*. Postfach , 2000. Publ.-Nr WL 00200/5DA.
- [10] *Katalog přídatných materiálů ESAB Vamberk*
- [11] *Kuželíková ložiska SKF*, firemní katalog.
- [12] Kuželíková ložiska, jednořadá. *SKF.com: Tabulková část*. [online]. [cit. 2016-03-15]. Dostupné z: <http://www.skf.com/cz/products/bearings-units-housings/roller-bearings/tapered-roller-bearings/single-row-tapered-roller-bearings/single-row/index.html>
- [13] Volba valivého ložiska. *MITCalc*. [online]. © 2003-2014 [cit. 2016-02-26]. Dostupné z: http://www.mitcalc.cz/doc/help/cz/c_bearing_choice.htm
- [14] SKF Bearing Calculator. *SKF*. [online]. © 2016 [cit. 2016-04-11]. Dostupné z: <http://webtools3.skf.com/BearingCalc/selectCalculation.action>

- [15] Životnost plastického maziva zakrytých ložisek . *SKF*. [online]. © 2016 [cit. 2016-04-11]. Dostupné z: http://www.skf.com/cz/products/bearings-units-housings/ball-bearings/deep-groove-ball-bearings/single-row-deep-groove-ball-bearings/sealing-solutions/grease-life-for-capped-bearings/index.html?WT.oss=trvanlivost%20zakryt%C3%BDch%20lo%C5%BEisek&WT.z_oss_boost=0&tabname=V%C5%A1e&WT.z_oss_rank=2
- [16] Friction and coefficients of friction . *The Engineering Toolbox*. [online]. [cit. 2016-03-11]. Dostupné z: http://www.engineeringtoolbox.com/friction-coefficients-d_778.html
- [17] Bruska na beton s odsáváním. *RENT MK*. [online]. © 2009-2011 [cit. 2016-02-19]. Dostupné z: <http://www.rentmk.cz/stranka-bruska-na-beton-s-odsavanim-rgp-130-16-e-protol-51>
- [18] Bruska na parkety. *Zem Stroj*. [online]. © 2012 [cit. 2016-02-19]. Dostupné z: <http://www.zemstroj.cz/bruska-na-parkety-z51.html>
- [19] Kombinovaná bruska na kov. *První Hanácká BOW*, spol. s.r.o. [online]. © 2005 – 2016 [cit. 2016-02-18]. Dostupné z: <http://www.bow.cz/produkt/3311075-kombinovana-bruska-na-kov-optigrind-dbs-75/>
- [20] Plate grinding. *Pittsburgh Design Services*. [online]. [-] [cit. 2016-02-20]. Dostupné z: <http://www.pittsdesign.com/gallery.html>
- [21] *SEW Katalog motorů*. DRE 132M4, AC motor, Product information.
- [22] Součinitel tření. *E-konstruktor*. : *Portál pro strojní konstruktéry*. [online]. © 2013 [cit. 2016-03-06]. Dostupné z: <http://e-konstrukter.cz/prakticka-informace/soucinitel-treni>
- [23] TYMA – Produkty – TRASCO pružné spojky. *TYMA – Řemeny, převody a dopravní pásy*. [online]. © 2004 – 2016 [cit. 2016-03-21]. Dostupné z: <http://www.tyma.cz/produkty/hridelove-spojky/sit/trasco/>
- [24] Skladový sortiment ocelových plechů. *Karla. Steel for future*. [online]. © 2009 [cit. 2016-04-21]. Dostupné z: <http://www.karla.cz/category.php?seo=ocelove-plechy-sklad&id=46&CheckCookies>
- [25] ČSN 20 0717. Obráběcí stroje na kovy. Příruby pro upínání brousicích kotoučů.
- [26] *Ansys Workbench 14.5*
- [27] *Autodesk Inventor Professional 2015*

9 Seznam příloh

Příloha A – Ložiska

Příloha B – Výpočet provozních reakčních sil na vřetení a vnitřní statické účinky

Příloha C – Výpočet tuhostí šroubů a přírub

Příloha D – MKP analýza rámu stroje

Výkresová dokumentace

DP_S01 – BRUSNÉ ZAŘÍZENÍ

sestavný výkres zařízení

DP_S01_K – BRUSNÉ ZAŘÍZENÍ

kusovník k sestavnému výkresu

DB_D01 – VŘETENO

výrobní výkres vřetene

Zvláštní příloha

Datový nosič CD-ROM

Poděkování

Děkuji doc. Ing. Jiřímu Havlíkovi, Ph.D. za vstřícný přístup, cenné podněty, rady a připomínky během zpracovávání mé diplomové práce. Rovněž děkuji zaměstnancům společnosti Evraz Vítkovice Steel, zejména panu Tomáši Bulawovi, za poskytnuté informace k původním brusným zařízením.